



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

JYRKI ÖVERMARK

TRAKTORIIN KIINNITETTÄVÄN TELAKETJUALUSTAN SUUN-
NITTELU

Diplomityö

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja materiaalitekni-
kan tiedekuntaneuvoston kokoukses-
sa 9. tammikuuta 2013

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

ÖVERMARK, JYRKI: Traktoriin kiinnitettävän telaketjualustan suunnittelu

Diplomityö, 101 sivua, 28 liitesivua

Kesäkuu 2013

Pääaine: Koneiden ja järjestelmien suunnittelu

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara

Avainsanat: Telaketjualusta, alavaunu, tela-alusta

Turve on uusiutuva luonnonvara, jota kuitenkin hyödynnetään varsin rajoitetusti. Tulevaisuudessa voidaan olettaa turpeen käytön kasvavan, jolloin myös siihen käytettäviä työkoneita tarvitaan enemmän. Koska turvesuot ovat vetisiä ja pehmeitä, on koneen maahan kohdistama pintapaine oltava alhainen. Tämän diplomityön tarkoituksena olikin suunnitella turvekentillä käytettävään traktoriin telaketjualusta. Tämän kaltaista telaketjualustaa ei tiettävästi ole aikaisemmin tehty. Työn lähtökohtana olivat asiakkaan vaatimukset ja maantielain asettamat rajoitukset. Näiden pohjalta raideleveyden muutosmahdollisuus tuli rakenteen tärkeimmäksi kriteeriksi pienen pintapaineen ohella. Lisäksi traktori oli pystyttävä irrottamaan tela-alustasta ja palauttamaan takaisin alkuperäiseen tilaansa.

Suunnittelu koostui telaketjualustan komponenttien valinnasta teräsrakennesuunnitteluun. Työn alkuosa koostuu teoriaosuudesta, jossa kerrotaan komponenttien valintaperusteista ja teräsrakenteen mitoituksista. Keskeisinä osina teräsrakennemitoituksessa käsitellään lommahdusta, poikkileikkausten kestävyyttä ja väsymistä sekä hitsaus- ja ruuviliitoksia. Loppuosassa on esitetty suunnitteluvaiheen mitoitukset ja ratkaisut.

Raideleveyden muutosta varten tarkasteltiin muutamia eri vaihtoehtoja, joista käytettäväksi valikoitui rinnakkaiset levityspalkit, jotka liukuvat keskirungon sisällä hydraulisylintereiden avulla. Traktorin kiinnitys telaketjualustaan toteutetaan ruuviliitoksella, joka mahdollistaa helpon asennuksen ja irrotuksen. Mitoitukset suoritettiin staattisten ääritilanteiden kuormitusten mukaisesti. Mitoituksissa käytettiin sekä elementtimenetelmää että teoriaosaan perustuvia laskelmia. Soveltuvien osien molemmat menetelmät tukivat toisiaan, jolloin päästiin luotettavaan tulokseen.

Lopputuloksena saatu telaketjualusta täyttää asiakkaan vaatimukset ja ottaa huomioon maantielain asettamat rajoitukset. Koska valmistusta ei ole vielä aloitettu, käyttökokemuksia ja sitä kautta mahdollisesti tulevia parannusehdotuksia ei ole vielä saatavilla.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

ÖVERMARK, JYRKI: Design of a tracked undercarriage for tractor

Master of Science Thesis, 101 pages, 28 Appendix pages

June 2013

Major: Design of machines and systems

Examiner: Professor Arto Lehtovaara

Keywords: Tracked undercarriage, undercarriage, tractor

Peat is a renewable natural resource, which is being utilised very little. In the future the use of peat will grow and this is a fact that will increase the need for specific machinery. Peat bogs are moist and soft and therefore the machines require small surface pressure. The goal of this Master's thesis was to design a tracked undercarriage for tractors used on peat bogs. An undercarriage of this kind has not been built earlier. The starting points of the design were the customer's needs and the restrictions and limitations set by traffic laws. Due to these criterias the possibility of changing the machine's gauge was a necessity. Another requirement was to design a structure which allows the possibility to return the tractor to its original state.

The designing included both choosing the components for the undercarriage and designing the steel structure. The first part of the thesis is theoretical presenting the selection criterias of the components for the undercarriage. It also includes the design methods for the steel structure. The latter part of the paper presents the actual designing and the results of it.

A few possibilities were taken into consideration regarding the changing of the gauge. In the end parallel sliding arms were chosen to operate the changing of the gauge. The tractor was coupled to the undercarriage with bolt joint. Dimensioning has been made by using both FE-analyses and calculations based on the theory part of this thesis. The dimensioning can be trusted by comparing these results.

All requirements were fulfilled and restrictions were taken into account. Since the manufacturing has not begun until this thesis is completed there is no data from the field.

ALKUSANAT

Ensimmäiseksi haluan kiittää Ab A.Hägglom Oy:tä mahdollisuudesta tehdä mielenkiintoinen ja haastava diplomityö. Haluan kiittää myös professori Arto Lehtovaaraa työni ohjauksesta.

Lisäksi kiitän suuresti vanhempiani hyvästä kasvatuksesta ja tuesta koulutukseni ja koko elämäni aikana. Kiitän myös rakasta vaimoani Eveliinaa tuesta ja jaksamisesta tämän työn ja koko yhteisen taipaleemme aikana.

Kokkolassa 14.5.2013

Jyrki Övermark

SISÄLLYS

Termit ja niiden määritelmät	vii
1 Johdanto	1
2 Telaketjunalustan ominaisuuksia ja suunnitteluohjeita.....	2
2.1 Raide- ja akseliväli	2
2.2 Alavaunun koko	3
2.3 Telarunko	5
2.3.1 Telaketju	6
2.3.2 Alarulla	10
2.3.3 Ylärulla	11
2.3.4 Etupyörä.....	11
2.3.5 Vetopyörä	12
2.3.6 Kivisuojat / telaohjaimet.....	12
2.3.7 Nopeuden ja suunnan vaikutus	13
3 Rakenteiden ja komponenttien mitoitus.....	14
3.1 Telaketjun voimia.....	14
3.1.1 Levityssylinterit	15
3.2 Lommahdus.....	17
3.2.1 Leikkausjännityksen aiheuttama lommahdus	18
3.2.2 Levykenttien jäykistäminen.....	19
3.2.3 Todellinen rakenne	20
3.3 Kestävyyden mitoitus.....	20
3.3.1 Osavarmuusluvut	20
3.3.2 Poikkileikkausluokat.....	21
3.3.3 Teholliset poikkileikkaukset.....	23
3.3.4 Poikkileikkauksen kestävyys	27
3.4 Väsyminen	36
3.4.1 Väsymismitointus Eurokoodin 3 (SFS-EN-1993-1-9) mukaan.....	37
3.4.2 Palmgren-Minerin sääntö.....	41
3.5 Hitsausliitos.....	42
3.5.1 Pienahitsi.....	42
3.5.2 Päittäishitsi.....	47
3.6 Ruuviliitos	49
3.6.1 Taivutusvoiman kuormittama ruuviryhmä	50
3.6.2 Esikiristys	51
3.6.3 Ruuvien jännitykset kiristämisen aikana	55
3.6.4 Ruuvien esikiristysmomentti	56
3.6.5 Lisävoimakerroin.....	57
3.6.6 Liitoksen aukeaminen	61
3.6.7 Ruuvien staattinen mitointus	62
3.6.8 Ruuvien väsymismitointus	64

3.6.9	Ruuvien reunaetäisyydet	64
3.6.10	Liukumisen kestävä kiinnitys / kitkaliitos	65
4	Telaketjugalustan suunnittelu ja mitoitus	66
4.1	Vaatimuslista	66
4.2	Vaihtoehtoisia rakenteita	67
4.2.1	Teleskooppi	67
4.2.2	Rinnakkaiset	67
4.2.3	H-malli	68
4.2.4	Taittavat palkit	69
4.3	Alavaunun koko	69
4.4	Alavaunun komponenttien valinta	69
4.4.1	Perusketju	70
4.4.2	Telakenkä	70
4.4.3	Alarulla	71
4.4.4	Ylärulla	71
4.4.5	Etupyörä	72
4.4.6	Vetopyörä	72
4.5	Teräsrakenteet	73
4.5.1	Telarunko	74
4.5.2	Levityspalkit	75
4.5.3	Runko	76
4.5.4	Muut osat	77
4.6	Teräsrakenteiden kestävyys	78
4.6.1	Kuormitustapaukset	78
4.6.2	Teoriaan perustuva laskenta	78
4.6.3	FE-analyysi	80
4.6.4	Tulosten vertailu	93
4.6.5	Hitsausliitokset	93
4.6.6	Levityspalkkien ruuviliitokset	95
5	Johtopäätökset	98
	Lähteet	100
	Liite1: Rakenteen kestävyys	
	Liite2: Hitsausliitosten mitoitus	
	Liite3: Ruuviliitos	
	Liite4: Levitykseen käytettävät hydraulisylinterit	
	Liite5: Kuvia lopullisesta rakenteesta	

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

Raideväli	telojen keskikohtien välinen etäisyys
Akseliväli	etupyörän ja vetopyörän akseleiden välinen etäisyys
Telalenkin koko	yhden telalenkin kiinnitystappien välinen etäisyys
Murtorajatila	mitoitus suoritetaan rakenteen murtumista vastaan
Käyttörajatila	mitoitus suoritetaan rakenteen muodonmuutoksia vastaan

α_v	tapauskohmainen kerroin (arvot standardista SFS-EN-1993-1-8)
β	tehollisen leveyden tekijä
β_w	korrelaatiokerroin (saadaan standardista SFS-EN-1993-1-8)
γ_{M0}	kestävyyden osavarmuusluku (Taulukko 3-2)
γ_{M1}	kestävyyden osavarmuusluku (Taulukko 3-2)
γ_{M2}	kestävyyden osavarmuusluku (Taulukko 3-2)
γ_{M3}	osavarmuusluku murtorajatilassa (kiinnitysluokka C)
$\gamma_{M3,ser}$	osavarmuusluku käyttörajatilassa (kiinnitysluokka B)
η	muokkauslujittumisen huomioiva tekijä
κ	kerroin, saadaan standardista SFS-EN-1993-1-5
$\bar{\lambda}_p$	levyn muunneltu hoikkuus
μ	kitkakerroin, joka saadaan kokeellisesti määrittämällä (standardissa SFS-EN-1993-1-8 on taulukoitu muutamia tapauksia)
μ_G	kierteen kitkakerroin
μ_k	ruuvien kannan ja alustan välinen kitkakerroin
ρ	pienennystekijä, joka ottaa lommahduksen huomioon
σ_{\perp}	laskentapintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys
σ_{\parallel}	hitsin akselin suuntainen normaalijännitys
σ_{cr}	kimmoteorian mukainen levyn lommahdusjännitys
$\sigma_{x.Ed}$	tarkastelukohdan pituussuuntaisen paikallisen jännityksen mitoitusarvo
$\sigma_{z.Ed}$	tarkasteltavan kohdan poikittaisen paikallisen jännityksen mitoitusarvo
$\Delta\sigma$	tarkasteltava jännitysvaihteluväli
$\Delta\sigma_C$	väsymisluokka
$\Delta\sigma_D$	vakioamplitudisen kuormituksen väsymisraja
$\Delta\sigma_L$	alempi väsymisraja
σ_m	ruuvien vetojännitys
$\Delta\sigma_R$	nimellinen jännitysvaihteluväli
σ_w	hitsiin kohdistuva nimellinen jännitys
σ_{wf}	hitsin akselia vastaan kohtisuora jännitys (väsymistarkastelu)

τ	vääntöjännitys
τ_{\perp}	hitsin akselia vastaan kohtisuora leikkausjännitys laskentapinnan tasossa
τ_{\parallel}	hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys laskentapinnan tasossa
$\Delta\tau_C$	väsymisluokka
τ_{Ed}	tarkasteltavan kohdan paikallisen leikkausjännityksen mitoitusarvo
$\Delta\tau_L$	väsymisraja leikkaukselle
τ_{wf}	hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys (väsymistarkastelu)
χ_w	uuman osuuden pienennystekijä
ψ	jännityssuhde (määritelty standardissa SFS-EN-1993-1-5)
a	pienahitsin efektiivinen a-mitta
a_0	poikittaisjäykisteiden välinen etäisyys
a_b	kerroin, määrittäminen tarkemmin standardissa SFS-EN-1993-1-8
A_c	bruttopinta-ala
$A_{c,eff}$	lommahduksen huomioiva tehollinen pinta-ala
A_f	vedetyn laipan pinta-ala
$A_{f,net}$	vedetyn laipan nettopinta-ala
A_i	ruuvien osan i poikkileikkauksen pinta-ala
A_j	j :nen ruuvien jännityspoikkipinta-ala
A_n	nimellinen poikkipinta-ala
A_{red}	reduoitu alustan joustolierion poikkileikkausala
A_s	ruuvien jännityspoikkipinta-ala
A_t	jännityspinta-ala
A_v	leikkauspinta-ala
B	maan aiheuttama vastus (verrattavissa kitkaan)
b	laipan leveys
\bar{b}	tarkoituksenmukainen leveys (määritelty standardissa SFS-EN-1993-1-5)
b_{eff}	tehollinen leveys
b_f	sen laipan leveys, joka antaa pienimmän aksiaalisen kestävyys
$B_{p, RD}$	ruuvien lävistymiskestävyys mitoitusarvo
b_T	telakengän leveys
C	väsymisluokasta riippuva tapauskohtainen vakio (kappale 3.4.1.1)
C	lisävoimakerroin (kappaleet 3.6.5, 3.6.6 j 4.6.6)
d	ruuvien nimellishalkaisija
d_0	ruuvien reiän halkaisija
d_1	sisähalkaisija

d_2	kylkihalkaisija
D_A	redusoidun lieriön ulkohalkaisija
d_i	ruuvin osan i halkaisija
d_k	ruuvin kannan kosketushalkaisija
D_{km}	keskimääräinen kitkan vaikutusympyrän halkaisija
d_m	lävistymishalkaisija, jonka arvoksi valitaan ruuvin kannan tai mutterin etäisimpien pisteiden väli (valitaan pienempi) ja avainvälin keskiarvo
D_s	hydraulisylinterin männän halkaisija
d_s	männänvarren halkaisija
D_v	vetopyörän halkaisija
E	kimmomoduuli
e_1	ruuvin reunaetäisyys
E_b	ruuvin kimmokerroin
E_m	alustan kimmokerroin
e_N	neutraaliakselin siirtyminen
F	hittiin kohdistuva voima suunnasta riippumatta
F_a	ruuvin aksiaalivoima
F_{cr}	kriittinen nurjahdusvoima
F_i	esikiristysvoima
F_{rN}	yhteen ruuviin kohdistuva vetovoima
$F_{s.Rd}$	liukumiskestävyyden mitoitusarvo kiinnitysluokassa C
$F_{s.Rd.ser}$	liukumiskestävyyden mitoitusarvo kiinnitysluokassa B
$F_{t.Ed}$	ruuvin vetokestävyyden mitoitusarvo murtorajatilassa
$F_{t.Rd}$	ruuvin vetokestävyyden mitoitusarvo
F_u	tarvittava ulostyöntövoima
f_u	materiaalin murtolujuus
f_{ub}	ruuvin murtolujuus
$F_{v.Ed}$	ruuviin kohdistuva leikkausvoima leikettä kohti
$F_{v.Rd}$	ruuvin leikkauskestävyyden mitoitusarvo leikettä kohti
$f_{vw.d}$	hitsin leikkauslujuuden mitoitusarvo
$F_{w.Ed}$	pienahitsiin vaikuttavan voiman mitoitusarvo pituusyksikköä kohti
$F_{w.Rd}$	pienahitsin kestävyysmitoitussarvo pituusyksikköä kohti
f_y	materiaalin myötölujuus
f_{yf}	laipan myötölujuus

f_{yw}	uuman myötölujuus
g	gravitaatiovakio
h_w	uuman korkeus
I	neliömomentti
k_1	kerroin, määrittäminen standardissa SFS-EN-1993-1-8
k_2	kerroin, määritetty standardissa SFS-EN-1993-1-8
k_σ	lommahduskerroin, joka vastaa jännityssuhdetta ja reunaehtoja
k_τ	leikkauslommahduskerroin
k_b	ruuvien jousivakio
k_{gm}	mutterin ja sen sisällä olevan ruuviosan yhteinen jousivakio
k_i	osan i jousivakio
k_k	kannan jousivakio
k_m	alustan jousivakio
k_s	kerroin, saadaan standardista SFS-EN-1993-1-8
L_{akseli}	akseliväli
Δl_{bv}	on esijännitetyn ruuvien venymä
L_e	taivutusmomentin nollakohtien välinen etäisyys
l_{eff}	pienahitsin tehollinen pituus
l_i	on ruuvien osan i pituus
Δl_i	on ruuvien osan i venymä
l_k	on liitettyjen osien paksuus
L_n	nurjahduspituus
l_{sk}	ruuvien kannan joustava pituus
M	liitokseen kohdistuva taivutusmomentti
$M_{c.Rd}$	taivutuskestävyyden mitoitusarvo, jossa huomioitu kiinnittimien reiät
M_{Ed}	taivutusmomentin mitoitusarvo murtorajatilassa
$M_{f.Rd}$	plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo, kun vain teholliset laipat otetaan huomioon
M_G	kierteestä johtuva vääntömomentti
M_k	ruuvien kannan ja alustan välinen kitkamomentti
m_k	koneen kokonaismassa
$M_{pl.Rd}$	plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo, kun poikkileikkaus koostuu tehollisista laipoista ja täysin tehollisesta uumasta poikkileikkausluokasta riippumatta
N	väsytymiseen johtavien syklien lukumäärä

n	ruuvien lukumäärä
N_k	ketjun lenkkien lukumäärä
n_k	kitkapintojen lukumäärä
N_s	varmuuskerroin aukeamista vastaan
n_s	hydraulisylintereiden lukumäärä
P	liitokseen kohdistuva ulkoinen voima
p	paine (kappale 3.1.1.1)
p	ruuvien nousu (kappale 3.6.3)
P_0	liitoksen aukeamiseen tarvittava ulkoinen voima
p_1	ruuvien reunaetäisyys
P_b	ruuville tuleva voima
P_m	liitettäviin osiin tuleva voima
p_m	maan sallima pintapaine
P_j	j :teen ruuviin kohdistuva voima
T	telalengin koko
t	levyn paksuus
t_f	sen laipan paksuus, joka antaa pienimmän aksiaalisen kestävyys
t_p	ruuvien kannan tai mutterin alla olevan levyn paksuus
t_w	uuman paksuus
$V_{b.Rd}$	leikkauslommahduskestävyys
$V_{bf.Rd}$	laippojen osuus leikkauslommahduskestävyydestä
$V_{bw.Rd}$	uuman leikkauslommahduskestävyyden mitoitusarvo
$V_{c.Rd}$	leikkauskestävyyden mitoitusarvo
V_{Ed}	leikkausvoiman mitoitusarvo
$V_{pl.Rd}$	plastisuusteorian mukainen leikkauskestävyyden mitoitusarvo
$V_{pl.T.Rd}$	leikkauskestävyyden mitoitusarvo väännön ja leikkauksen yhteisvaikutuksessa
W_{eff}	tehollinen taivutusvastus vain momentin vaikuttaessa
$W_{eff.min}$	tehollinen taivutusvastus, joka saadaan poikkileikkauksen reunassa olevasta suurimmasta kimmoteorian mukaisesta jännityksestä
$W_{el.min}$	kimmoteorian mukainen taivutusvastus, joka saadaan poikkileikkauksen reunassa olevasta suurimmasta kimmoteorian mukaisesta jännityksestä
W_p	vääntövastus
W_{pl}	plastisuusteorian mukainen taivutusvastus
y_c	neutraaliakselin paikka
y_j	j :nen ruuvien etäisyys reunasta

1 JOHDANTO

Työ suoritettiin Ab A.Häggblom Oy:n asiakkaalle syntyneen tarpeen pohjalta. Asiakas toimii turvetuotannon yrittäjänä, ja käytössään hänellä on Valtran T161 –mallin traktori. Vaikka traktorissa on edessä rinnakkain neljät renkaat (kaksi per puoli) ja takana rinnakkain kuudet renkaat (kolme per puoli), ongelmana on ollut liian suuri maahan kohdistuva pintapaine eli traktorin vajoaminen turvekenttään. Tämä aiheuttaa kiinnijäämisen tai vähintään hidastaa työntekoa. Tästä syystä syntyi tarve telaketjualustan käytöstä, jolloin maahan kohdistuva pintapaine saadaan pienenemään huomattavasti.

Tavoitteena on suunnitella telaketjualustasta oma kokonaisuutensa, johon traktori kiinnitetään. Traktorista on tarkoitus irrottaa kaikki renkaat sekä etuakseli. Tällöin kiinnitys voidaan suorittaa niin, että myöhemmin traktori on mahdollista irrottaa alustasta ja palauttaa se normaaliin tilaansa.

Suunnittelun lähtökohtana on riittävän pienen maan ja telaketjualustan välisen pintapaineen saavuttaminen. Suunnittelua rajoittavat tekijät koskivat lähinnä koneen leveyttä. Käytännön kokemuksen perusteella koneelle saatiin suurin leveys. Toinen vaatimus on, että kone pitää pystyä siirtämään lavetilla ilman maantielain mukaista leveän kuljetuksen ongelmaa. Molemmat näistä ehdoista eivät kuitenkaan toteudu yhdellä raideleveydellä, joten alusta asti oli selvää, että alavaunun raideleveyttä pitää pystyä muuttamaan.

Työssä perehdytään aluksi telaketjualustan rakenteeseen ja sen komponentteihin. Komponentit käydään läpi kertoen eri vaihtoehtoista ja niiden valintaperusteista. Tämä osa työstä pohjautuu pitkälti kyseisten komponenttien valmistajien antamiin ohjeisiin ja suosituksiin. Tarkoituksena on perehtyä telaketjualustaan perusteellisesti, jolloin myös teräsrakenteen suunnittelu selkeytyy. Toisessa vaiheessa käydään läpi tässä työssä tarvittavia teräsrakenteen, hitsausliitosten ja ruuviliitosten suunnitteluohjeita ja mitoitusperiaatteita. Työn loppuosa koostuu varsinaisen suunnittelutyön esittelystä. Se sisältää komponenttien ja raideleveyden muutokseen tarvittavan rakenteen valinnat, teräsrakennesuunnittelun sekä hitsaus ja ruuviliitosten mitoituksen. Mitoitukset on suoritettu käyttäen sekä FE-analyysia että teoriaosaan perustuvia laskelmia.

2 TELAKETJUALUSTAN OMINAISUUKSIA JA SUUNNITTELUOHJEITA

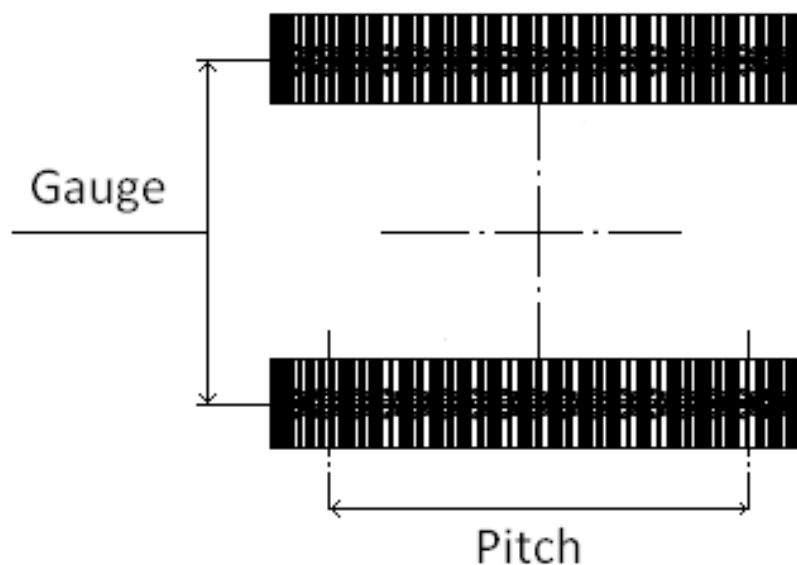
Telaketjualusta eli alavaunu koostuu kahdesta telarungosta ja keskirungosta. Telarungot ovat telojen kautta kosketuksissa maahan ja näin ollen tuottavat kannattavan voiman sekä vetovoiman. Keskirunko tekee rungosta tukevan ja itse kone kiinnitetään siihen.

Telaketjualustan etuja pyörillä oleviin koneisiin nähden ovat muun muassa huomattavasti pienempi maahan kohdistuva pintapaine ja parempi pito. Myös jäykkyys ja stabiilius ovat sen etuja. Toisaalta huonoina puolina ovat muun muassa hitaampi liikenoisuus ja ajettaessa telat kuluttavat/rikkovat alustaa huomattavasti enemmän.

Tämän tyyppistä telaketjualustaa ei ole aikaisemmin tehty. Monenlaisia muita telaketjualustoja toki löytyy ja niiden ratkaisuja on myös tässä työssä käytetty apuna.

2.1 Raide- ja akseliväli

Telaketjualustan raidevälille (Kuva 2-1, gauge) ja akselivälille (Kuva 2-1, pitch) ei ole määritelty rajoituksia. Kuitenkin niiden väliselle suhteelle on määritelty ohjearvot, jotta koneella saavutettaisiin hyvä ohjautuvuus ja stabiilius. Tämän ohjearvon mukaan raidevälin ja akselivälin suhde tulisi olla välillä 0,7 - 0,9. [1]



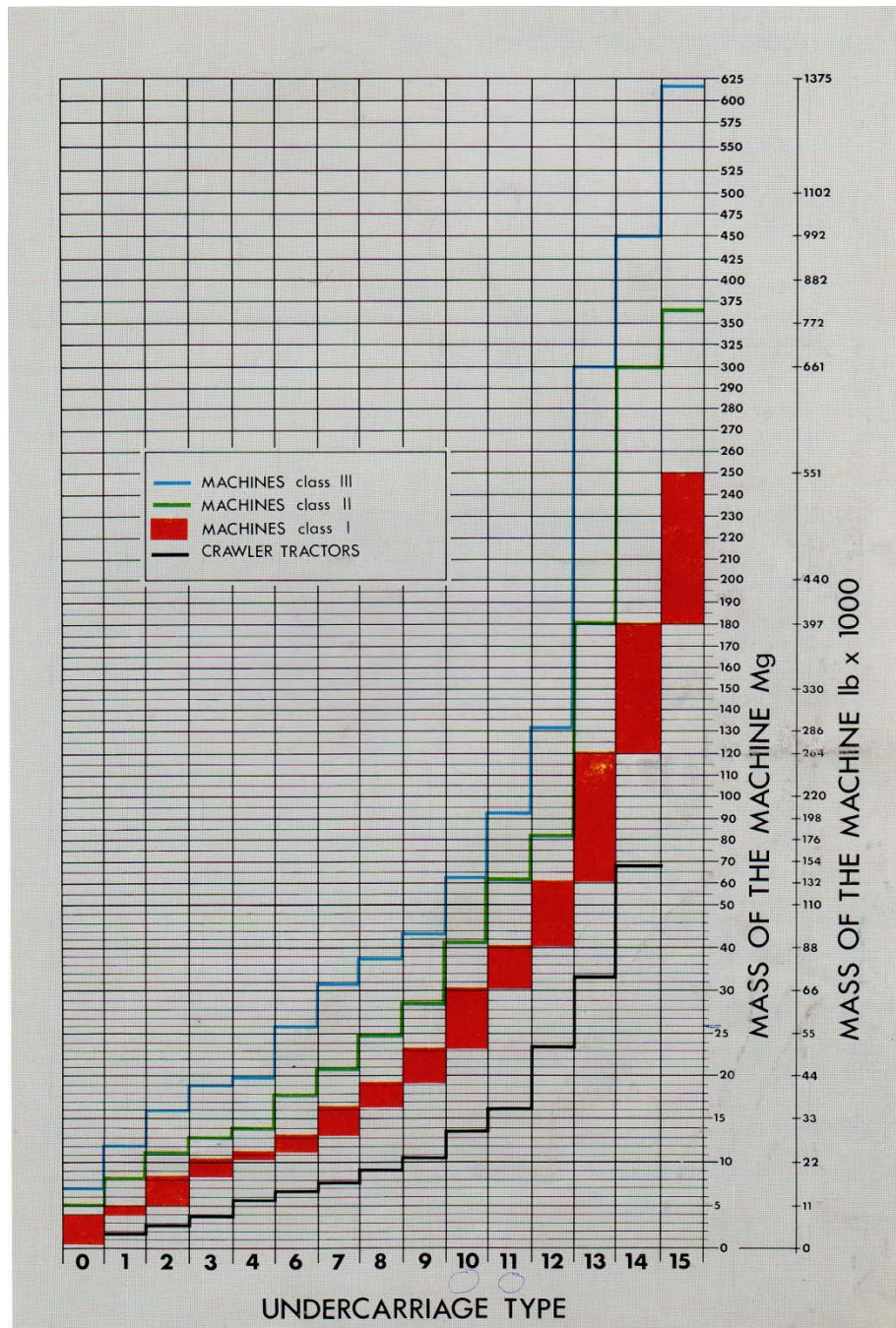
Kuva 2-1: Alavaunun mittoja

2.2 Alavaunun koko

Alavaunun suunnittelun alkumetreillä joudutaan määrittämään sen koko. Tämä voidaan tehdä jonkun valmistajan (esimerkiksi Berco) määritelmän mukaisesti. Tämän määrittäksen perusteella valitaan muut alavaunuun tulevat komponentit ja niiden koot. Valmistajilla on valmiiksi alavaunun kokoon perustuvia taulukoita, joista komponentit voidaan valita. Jokaisella valmistajalla on omanlaisensa merkinnät kokoluokille, mutta kaikki perustuvat samoihin lähtökohtiin.

Alavaunun koon määrittäksen kannalta merkittäviä tietoja ovat tulevan koneen massa, vetovoima ja koneen pääasiallinen käyttökohde. Suunnittelun helpottamiseksi valmistajien taulukoissa koneet on jaettu tyyppinsä ja käyttötarkoituksensa mukaisesti eri ryhmiin, joista suunnittelijan on valittava parhaiten suunnittelemalleen koneelle sopiva ryhmä. Tällä valinnalla on merkittävä vaikutus koneen kokoon. Ryhmän valinnan jälkeen kuvasta (Kuva 2-2) voidaan katsoa koneen painon mukainen alavaunun koko. Kuvassa esiintyvät konetyypit ovat: [1]

- Machine class I: hydrauliset kaivurit
- Machine class II: mekaaniset kaivurit, porakoneet, ojankaivukoneet
- Machine class III: asfalttikoneet, stabiloidut porakoneet
- Crawler tractors: telatraktorit



Kuva 2-2: Koneen koon valinta [1]

Kuvassa (Kuva 2-2) voidaan vertailla eri konetyyppien vaikutusta alavaunun kokoon painon pysyessä vakiona tai puolestaan tutkia koneen sallittua maksimipainoa, kun koko pysyy vakiona. Helposti on havaittavissa, että koneen tyypillä on merkittävä vaikutus, kuten aikaisemmin jo todettiin. [1]

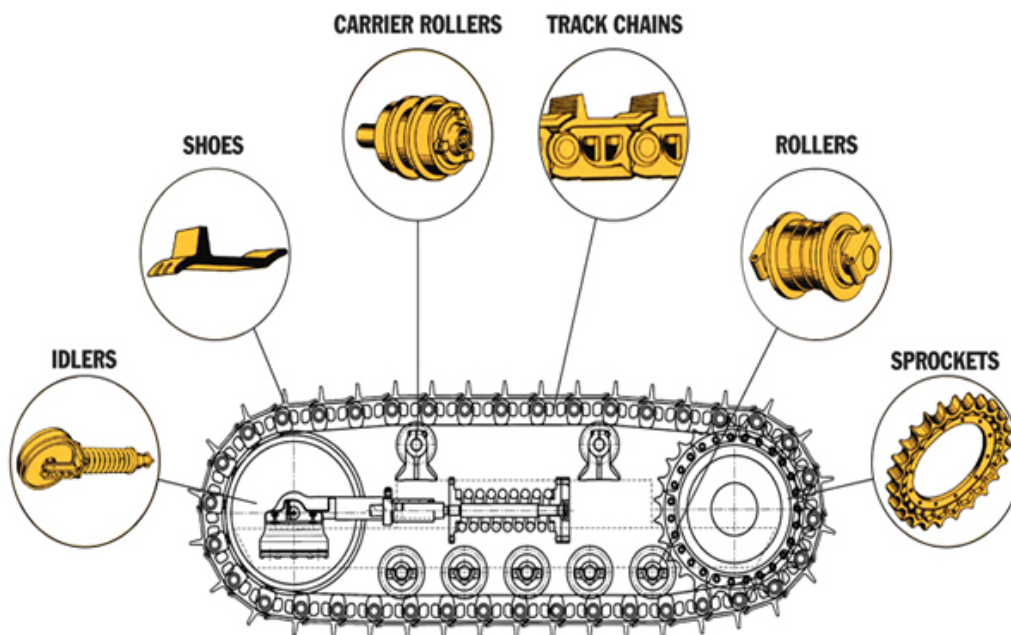
Monissa telaketjualustaisissa koneissa, kuten kaivureissa, ajonopeudella ei niinkään ole merkitystä. Jos nopeuden kuitenkin halutaan ylittävän 2,5 kilometriä tunnissa ja vetovoima on merkittävä tekijä, on koneen sallittua maksimipainoa vähennettävä. [1]

2.3 Telarunko

Suunniteltaessa alavaunua, tulisi pyrkiä saamaan suurin osa painosta etupyörän alueelle, koska toisessa päässä oleva vetopyörä kestää vähemmän kuormaa. Hyvä ohje on aloittaa tela-alustan suunnittelu määrittämällä ensin suunta eteenpäin, jolloin osien sijoittamisesta tulee selkeämpää. [1] Etupyörä sijoitetaan nimensä mukaisesti koneen siihen päähän, johon suuntaan normaalisti ajetaan. Vetopyörä puolestaan tulee takaosaan. Perustelu tähän kerrotaan tarkemmin kappaleessa 2.3.7.

Telarungon rakenne on hyvin usein samanlainen. Osien koot ja määrät vain vaihtelevat. Rakenteessa olevat osat ovat kuvan (Kuva 2-3) mukaisesti:

- etupyörä (idlers)
- telaketju
 - o telakengät (shoes)
 - o perusketju (track chains)
- ylärullat (carrier rollers)
- alarullat (rollers)
- vetopyörä (sprockets)
- ja runko, johon kaikki edelliset kiinnittyvät (näkyv kuvassa himmeinä katkovii-voina)



Kuva 2-3: Telarungon rakenne [2]

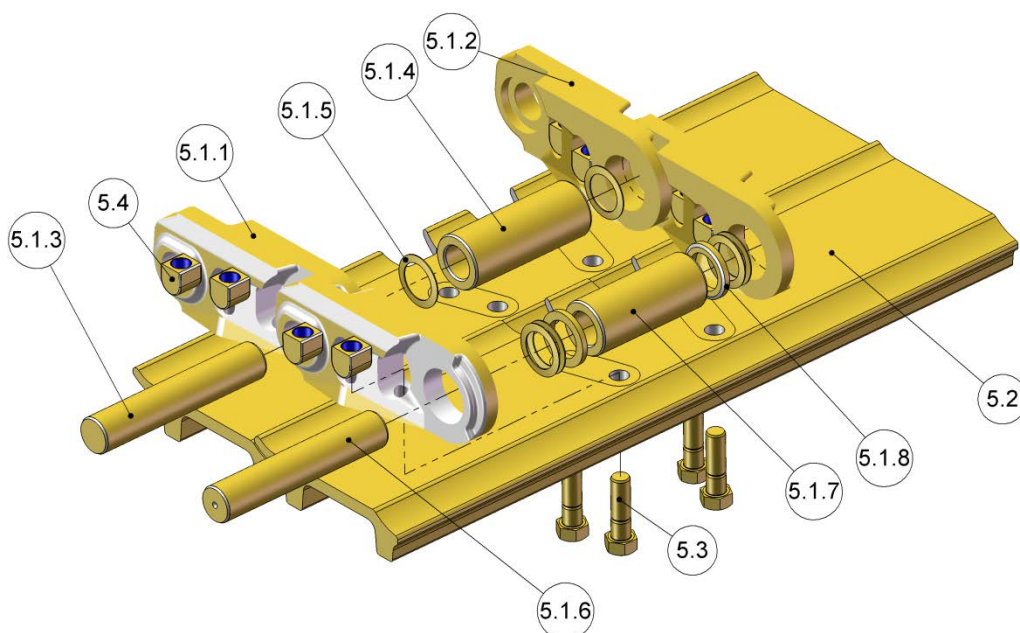
2.3.1 Telaketju

Telaketjun tarkoituksena on luoda kontaktipinta koneen ja alustan välille. Renkailla toimiviin koneisiin verrattuna, telaketjun kosketuspinta-ala alustaan on paljon suurempi, jolloin myös maahan kohdistuva pintapaine on huomattavasti pienempi. Toinen tarkoitus renkaiden tavoin on tuottaa vetovoimaa. Telakengissä olevat harjat uppoutuvat maahan, jolloin pito on huomattavasti parempi kuin renkailla toimivilla koneilla. Onkin siis perusteltua käyttää telaketjullisia koneita maastoissa, joissa maahan kohdistuva pintapaine ei saa olla suuri (ts. pehmeät alustat) ja/tai tarvitaan hyvää pitoa.

Telaketjun rakenne on esitetty kuvassa (Kuva 2-4) ja sen osien nimet kerrottu taulukossa (Taulukko 2-1).

Taulukko 2-1: Telaketjun osat

Nro	Nimitys
5.1	Perusketju
5.1.1	Telalenkki, oikea
5.1.2	Telalenkki, vasen
5.1.3	Telatappi
5.1.4	Telaholkki
5.1.5	Tiiviste
5.1.6	Liitostappi
5.1.7	Liitosholkki
5.1.8	Välilevy
5.2	Telakenkä
5.3	Telapultti
5.4	Telamutteri



Kuva 2-4: Telaketjun osat

2.3.1.1 Perusketju

Perusketju koostuu lenkeistä, jotka liitetään tappien avulla yhteen, jolloin ne pystyvät kääntymään toistensa suhteen (katso Kuva 2-4).

Tarvittavan perusketjun lenkkien määrä saadaan määritettyä vetopyörän ja etupyörän välisestä etäisyydestä, vetopyörän halkaisijasta ja telalenkin koosta. [1]

$$N_k = \frac{2 * L_{akseli} + \pi * D_v}{T} \quad (2.3-1)$$

jossa N_k on ketjun lenkkien lukumäärä

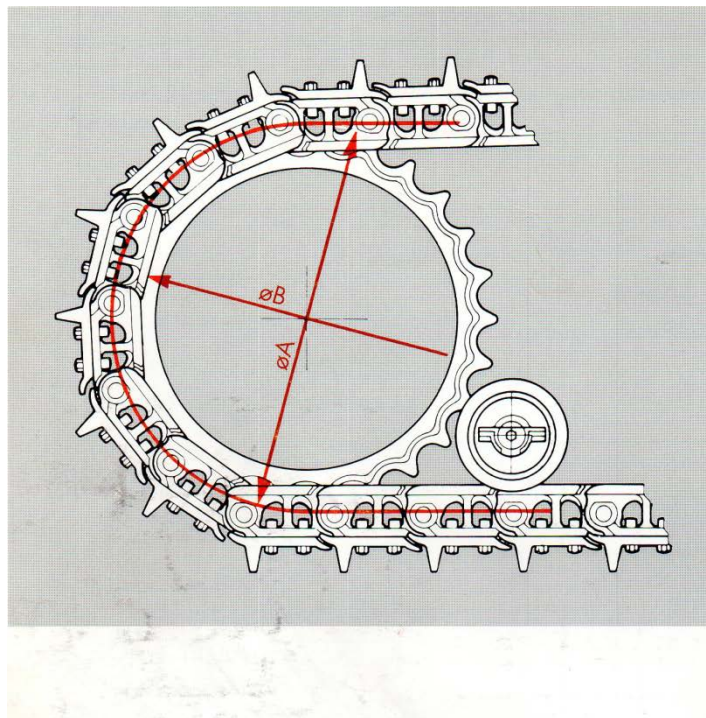
L_{akseli} on akseliväli

D_v on vetopyörän halkaisija

T on telalenkin koko

Telaketjun rajoittuneen taipumisen vuoksi vetopyörä ja etupyörä tulee valita riittävän suuriksi, muuten tulee ongelmia telaketjun kulumisen vuoksi. Taulukossa (Taulukko 2-2) nähdään koneen koon perusteella sallittu minimihalkaisija, jolla ketju pystyy taipumaan. [1]

Taulukko 2-2: Telaketjun taipumisen minimi halkaisija [1]



UNDER-CARRIAGE SIZE	ø A mm/in	øB mm/in
0	221 8.703	181 7.125
1	346 13.625	276 10.859
2	259 10.203	183 7.203
3	373 14.687	289 11.375
4	288 11.343	205 8.078
6	493 19.406	401 15.781
7	475 18.703	371 14.609
8	497 19.562	393 15.468
9	475 18.703	357 14.078
10	562 22.125	432 17.000
11	598 23.546	457 18.000
12	633 24.921	474 18.656
13	721 28.390	547 21.531
14	875 34.453	669 26.343
15	1087 42.796	608 23.937

Ketjut voivat olla voitelemattomia, rasvattuja tai voideltuja. Voideltujen ja rasvattujen ketjujen tapit ja holkit kestävät kauemmin, kitka vähenee, melu vähenee ja ajamiseen tarvittava teho vähenee myös. [1]

Voitelematon telaketju

Voitelematon ja tiivistetty ketju pyrkii estämään abrassiivisen materiaalin pääsyn tapin ja holkin väliin. Jos voitelemattoman ketjun tapin ja holkin väliin pääsee abrassiivisesti kuluttavaa materiaalia, tappi ja holkki kuluvat, jolloin ketjun kahden tapin välinen etäisyys kasvaa. Näin tapahtuessa lisääntyy myös holkin ulkopuolen sekä vetopyörän hampaiden kulumisen. Voitelematon ketju sopiikin parhaiten vähän liikkuviin koneisiin. Ja sen merkittävimpänä etuna on sen matala hinta. [3; 4]

Rasvattu telaketju

Vaihtoehto voitelemattomalle ketjulle on rasvattu ja tiivistetty ketju. Siinä tiiviste pitää rasvan tapin ja holkin liitoskohdassa ja estää abrassiivisen materiaalin pääsyn liitokseen. Rasvan avulla kitka saadaan pienemmäksi, jolloin myös vastustus pienenee ja melu vähenee. [3]

Rasvatun ketjun tappiin ei ole tehty porauksia, josta rasva saadaan tapin ja holkin väliin, vaan kokoonpanon aikana tapin ja holkin väli pumpataan täyteen rasvaa. Voideltuun ketjuun verrattuna, rasvatulla on yleensä lyhyempi elinikä, mutta voitelemattomaan ketjuun verrattuna rasvatun ketjun elinikä on noin 20-40 prosenttia suurempi. Huollon aikana saattaa olla mahdollista kääntää tappeja ja holkkeja, jolloin myös rasva voidaan uusua. Näin elinikää saadaan pidennettyä. Se sopii parhaiten maastoihin, jotka ovat vähäisestä kohtuullisen abrassiivisia alueita. Sopii hyvin monille erilaisille alustoille. [3-5]

Voideltu telaketju

Voideltu ja tiivistetty ketju toimii vastaavanlaisesti kuin rasvattu ketju. Voidellulla ketjulla muodostuu öljyfilmi tapin ja holkin väliin, jolloin kitka ja kulumisen vähenyvät. Kulumisen vähenemisestä johtuen myöskään tappien välinen etäisyys ei kasva, jolloin välttyään myös holkin ulkopuolen ja vetopyörän suurelta kulumiselta. Voidellun ketjun elinikä onkin noin 50 prosenttia pidempi kuin voitelemattoman ketjun. Voitelu myös vähentää melua ja lisää koneen hyötysuhdetta. Se sopii parhaiten rankkoihin (hyvin abrassiivinen, kivikkoinen, epätasainen) maastoihin. [3-5]

Tappi pyörähtää aina noin 180 astetta holkin sisällä, kun ketju menee vetopyörän tai etupyörän kautta. Tästä syystä voitelemattoman ketjun tappi ja holkin sisäosa kuluvat noin 180 asteen matkalta, mutta voidellulla ketjulla kulumista ei synny. [3]

2.3.1.2 Telakenkä / telalappu

Telakengän valinta vaikuttaa suuresti tela-alustan ominaisuuksiin. Usein käytetty malli on kolmiharjainen telakenkä. Niiden matala ja tiheä profiili ei tunkeudu paljoa maahan, jolloin ohjattavuus paranee, käännön vastus on pienekkö ja tela-alustan muiden osien kuormitus vähenee. Myös muita tyyppisiä löytyy, kuten kaksiharjainen, yksiharjainen, sileä jne. Yksiharjainen tarjoaa paremman pidon kuin kolmiharjainen, mutta ohjattavuus on huonompi. Kaksiharjainen sijoittuu pidoltaan ja ohjattavuudeltaan kahden edellisen

välille. Bercon telalaput on tehty nuorrutetusta erikoisteräksestä, jolla on standardoitu ja vahvistettu valssattu profiili. [1]

Koneen paino ja maaperä, jossa konetta yleensä käytetään, vaikuttavat telalapun koon määrittämiseen. Kivisellä alustalla täytyy käyttää kapeita telalappuja, kun puolestaan pehmeässä maastossa voidaan käyttää leveämpiä lappuja. Kapea telalappu ei taivu helposti, jolloin myös muiden tela-alustan osien vääntöjännitykset vähenevät. Leveät telalaput kovalla pinnalla lisäävät kuormituksia telaketjujen tapeille ja holkeille sekä saattavat vaurioittaa voideltujen telaketjujen tiivisteitä. Liian leveät telalaput lisäävät kuormituksia myös muihin tela-alustan osiin (mm. vetopyörä, rullat, etupyörä) ja lisäävät niiden kulumista. [1; 3]

Telakengän leveys määräytyy sallitun pinta-paineen mukaan. Leveimmät telakengät ovat kuitenkin maksimissaan noin 1200 mm, koska tätä suuremmilla leveyksillä telapulttien kestävyudessa tulee ongelmia. Valmistajilla ei myöskään yleensä ole valmiuksia tehdä suurempia telakenkiä muuten kuin käsityönä, jolloin kustannukset nousevat. Yleisesti ottaen ei kannata valita leveämpiä telalappuja, kuin on tarvetta. Tarvittavan telalapun leveys saadaan laskettua kaavalla [1; 3-5]

$$b_T = \frac{m_k g}{2p_m L_{akseli}} \quad (2.3-2)$$

jossa b_T on telakengän leveys

m_k on koneen kokonaismassa

g on gravitaatiovakio

p_m on maan sallima pintapaine

L_{akseli} on akseliväli

Maaperän sallimaa pintapainetta on hyvin vaikea arvioida ja se vaihtelee huomattavasti eri kohteissa ja eri olosuhteissa. Jonkinlaista suuntaa sallituille pintapaineille voidaan ottaa taulukosta (Taulukko 2-3).

Taulukko 2-3: Alustan sallimia pintapaineita [1]

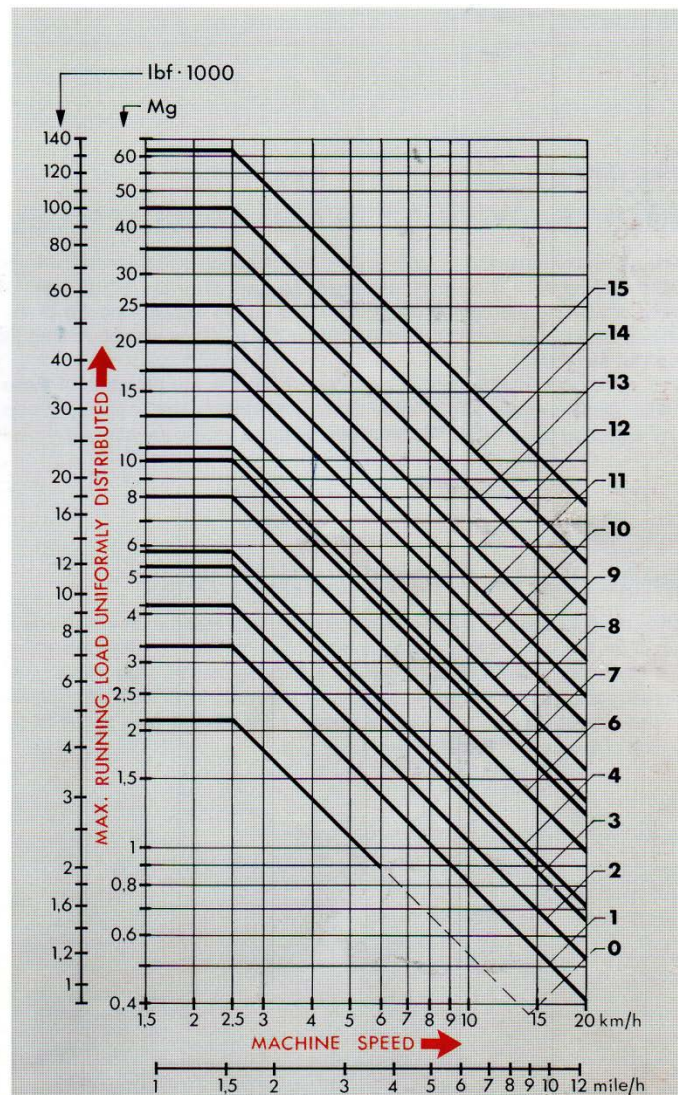
	kPa	psi
Pehmeä alusta	10-30	1,45-4,35
Keskikova alusta	30-50	4,35-7,25
Kivinen alusta	50-80	7,25-11,6

Koneen aiheuttama pintapaine on siis käytännössä koneen paino jaettuna maahan osuvalla pinta-alalla. Kaava (2.3-2) on myös johdettu tästä ajatuksesta. Pintapaineen valinta vaikuttaa kääntäen verrannollisesti telakengän leveyteen ja tästä syystä sallitun pintapaineen valintaan kannattaa käyttää myös kokemuspäistä tietoa.

2.3.2 Alarulla

Tarvittavien alarullien määrä riippuu koneen painosta ja jokaisen rullan kuormankantokykyvyydestä. On otettava huomioon, että koneen paino ei aina ole kaikkien alarullien päällä yhtäaikaaisesti vaan pahimmassa tapauksessa yhden alarullan on kannatettava koko koneen paino. Kuvasta (Kuva 2-5) nähdään rullan maksimi kuormankantokyky nopeuden funktiona. Kun nopeus on alle 2,5 kilometriä tunnissa, alarullan kuormankantokyky pysyy vakiona. Nopeuden kasvaessa kuormankantokyky pienenee lineaarisesti eli nopeuden kaksinkertaistuessa alarullan kuormankantokyky puolittuu. Kuvassa (Kuva 2-5) olevat eri käyrät kuvaavat eri alavaunun kokoluokkia. [1]

UNDER-CARRIAGE SIZE	MAXIMUM RADIAL LOAD (STATIC) Mg/lbf	MAXIMUM RUNNING LOAD Mg/lbf
0	6.5 14 330	2.1 4 630
1	9.6 21 164	3.3 7 275
2	11.8 26 014	4.2 9 259
3	20.8 45 850	6.5 14 330
4	20.8 45 850	6.5 14 330
6	22.5 49 603	8 17 636
7	29 63 933	10 22 046
8	30 66 138	10.7 23 589
9	42 92 594	13 28 660
10	55 121 252	18 39 682
11	65 143 300	20 44 092
12	96 211 643	25 55 115
13	135 297 623	35 77 161
14	185 407 854	45 99 207
15	274 604 045	61 134 477



Kuva 2-5: Alarullan kuormankantokyky [1]

Hyvän kosketuksen saavuttamiseksi telaketjun kanssa, rullien välinen etäisyys pitäisi olla 1,5-1,75 (1,5-1,9 lähteen [6] ohjeiden mukaan) kertainen telalenkin kokoon nähden. [1]

2.3.3 Ylärulla

Ylärullia käytetään tukemaan ja ohjaamaan telaketjun yläosaa. Tarvittavien ylärullien määrä riippuu koneen koosta ja vetopyörän ja etupyörän välisestä etäisyydestä. Normaalisti ylärullia käytetään tukemaan telaketjua niin, että ylärullien etäisyys toisistaan on 6-8 kertaa telalenkin koko. Jos tällaiseen ei jostain syystä päästä, käytetään taulukon (Taulukko 2-4) mukaista koneen kokoon perustuvaa ylärullien maksimi kuormaa. [1]

Taulukko 2-4: Ylärullan kestävyys [1]

Undercarriage size	1-2-3	4-6-7	9	10	11	12	13-14
Max. running load Mg/lbf	2.3 5 070	2.9 6 400	4.1 9 040	4.6 10 100	4.9 10 760	5.2 11 450	6.8 14 900

Joskus ylärullat jätetään kokonaan pois ja niiden tilalle laitetaan liukupinnat. Tällaista ratkaisua käytetään, kun halutaan pitää rakenne mahdollisimman matalana ja koneella ei ajeta paljoa.

2.3.4 Etupyörä

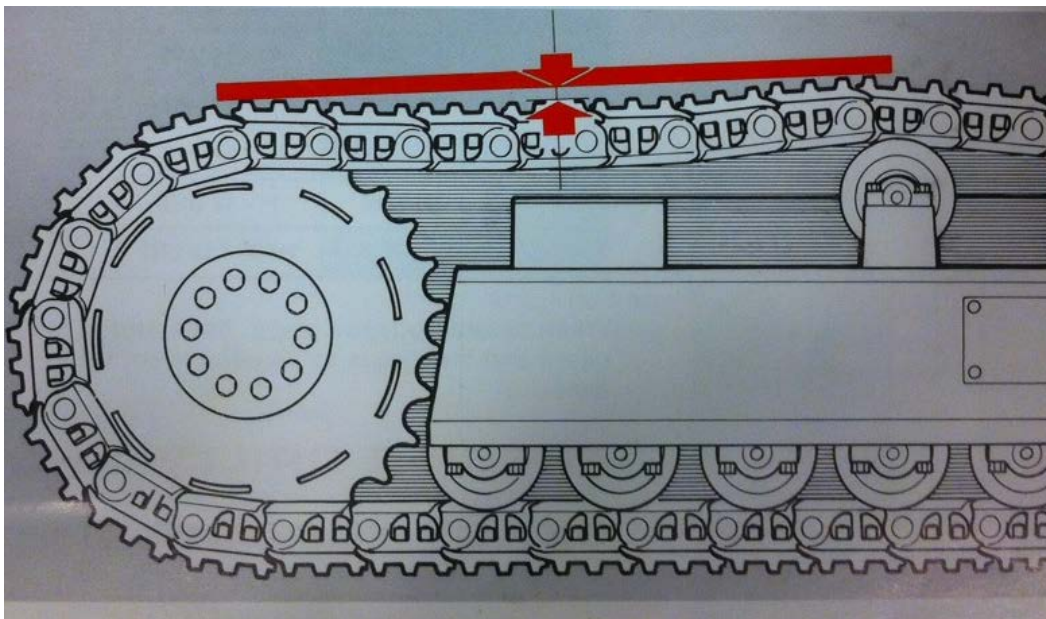
Etupyörän konstruktion kuuluu etupyörän lisäksi telankiristysjousi, jolla pidetään telaketju kireänä. Siihen kuuluu myös säädin (rasvasylinteri), jolla jousen esikiristystä voidaan säätää täyttämällä sylinteriä rasvalla.

Tämän kokoonpanon pitää pystyä liikkumaan eteenpäin vähintään 0,5 kertaa telalenkin koko ja taaksepäin vähintään 0,3 kertaa telalenkin koko. Näin kokoonpanon aikana saadaan jännitystä säädettyä ja käytön aikana puolestaan saadaan kompensoitua kulumisesta johtuvaa muutosta telaketjussa eli telaketjun pitenemistä. Jousen esijännitys tulee olla 60 % - 70 % koneen painosta. Se toimii siis sekä telaketjun jännityksen ylläpitäjänä, että iskunvaimentimena. [1]

Telaketju pitää aina olla oikein jännitetty. Oikeanlainen jännitys saadaan, kun telaketjun yläosan pisimmän tukemattoman kohdan poikkeama vastaa taulukon (Taulukko 2-5) arvoa kyseiselle koneelle. Poikkeamalla tarkoitetaan kuvan (Kuva 2-6) nuolten välistä etäisyyttä. Uuden koneen tulee täyttää tämä ehto ja käytön aikana tätä tulee säännöllisesti tarkistaa ja korjata täyttämällä etupyörän rasvasylinteriä. [1]

Taulukko 2-5: Telojen poikkeama [1]

Poikkeama	Tela-alustan koko
20 mm (0.781")	0, 1, 2, 3, 4
35 mm (1.375")	6, 7, 8, 9
50 mm (1.968")	10, 11, 12, 13
65 mm (2.562")	14, 15



Kuva 2-6: Telaketjun poikkeama [1]

Tarkasteltaessa tela-alustan kulumista, tärkeimmäksi tekijäksi nousee oikeanlainen telaketjun kireys. Liian kireä telaketju aiheuttaa suurempia jännityksiä, jolloin rasi-
tukset kasvavat liitoskohdissa lisäten kulumista jopa 50 %. Telaketjujen liiallinen kireys lisää myös tehon ja polttoaineen tarvetta. [3; 7]

2.3.5 Vetopyörä

Vetopyörä on yksi tärkeimmistä tela-alustan komponenteista, koska sillä siirretään vetovoima telaketjuun. Koko ajan tapahtuvien vetopyörän ja telaketjun välisten kontaktien vuoksi kulumisen on jatkuvaa. Riippuen telalenkin koosta, vetopyörän hammasten etäisyydet voidaan valita niin, että yhdellä kierroksella kosketus tapahtuu vain joka toisella hampaalla. Kun lisäksi valitaan hampaita pariton lukumäärä, päästään tilanteeseen, jossa hammaskosketus tapahtuu vain joka toinen kierros, jolloin kulumisen vähenee oleellisesti. [6]

Vetopyörän dimensiot ja hampaiden lukumäärä valitaan pitäen silmällä, että tela-alusta pysyy mahdollisimman matalana ottaen huomioon telaketjun minimi taipuminen. Yleensä käytetään standardi vetopyöriä, mutta ohjeena voidaan käyttää, että hammastuksen ympärysmitta on vähintään 9,5 kertaa telalenkin koko. [1]

2.3.6 Kivisuojat / telaohjaimet

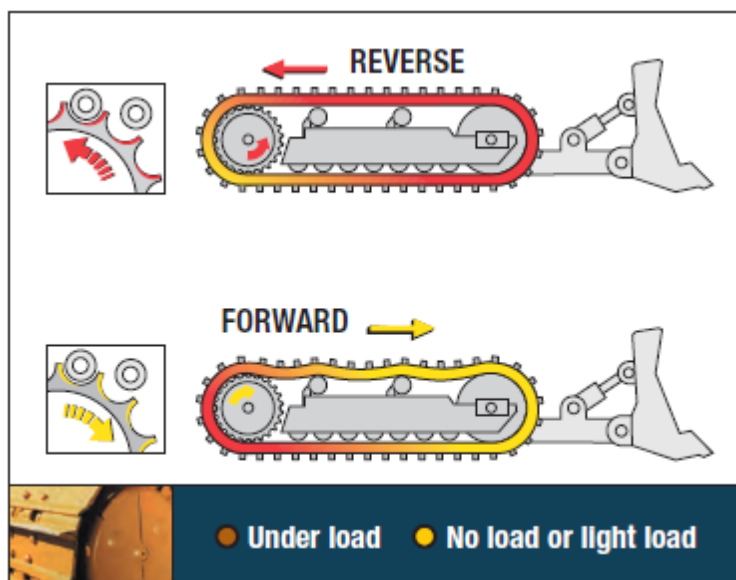
Alarullien suoja ei tarvitse käyttää normaaleissa olosuhteissa. Ne saattavat jopa olla haitallisia maastoissa, joissa maa-aines voi paakkuuntua suojiin aiheuttaen rullien käyttöiän vähenemistä. Suojia tuleekin käyttää vain kun työskennellään kivisessä maastossa. Suojista/ohjaimista on kuitenkin hyötyä varsinkin hankalissa maastoissa, koska ne pitävät telaketjut oikeilla paikoillaan. [3; 7]

Yleensä käytetään muutamaa telaohjainta molemmissa telarungoissa. Etupyörän läheisyydessä on hyvä olla ohjaimet, koska käännöksissä on aina vaarana telaketjun lähteminen pois paikoiltaan. Vetopyörän läheisyydessä puolestaan ei ole niin tarpeellista käyttää ohjaimia, koska hammastukset ovat telaketjun ”sisällä”, jolloin telaketju ei irtoa niin helposti.

2.3.7 Nopeuden ja suunnan vaikutus

Kaikkien tela-alustan komponenttien kuluminen kasvaa huomattavasti ajonopeuden kasvaessa. Kuluminen onkin suoraan verrannollinen nopeuteen.

Peruuttaminen lisää huomattavasti kulumista. Peruutettaessa noin 75 % telaketjun tapeista ja holkeista on kuormitettuna, kontaktissa ja liikkeessä, kun eteenpäin ajettaessa vastaava osuus on 25 % (Kuva 2-7). [3]



Kuva 2-7: Suunnan vaikutus [3]

3 RAKENTEIDEN JA KOMPONENTTIEN MITOITUS

3.1 Telaketjun voimia

Ajossa käytettävien hydraulimoottoreiden ja vaihteistojen valinta perustuu haluttuun vetovoimaan ja ajonopeuteen. Niiden valinnat perustuvat yksinkertaisiin kaavoihin, joita tässä ei esitetä. Tässä työssä valinnat olivat jo tehty etukäteen ja pyydetty niiden pohjalta ajodiagrammit alihankkijalta.

Näiden valintojen ja edellä tehtyjen tela-alustan komponenttien pohjalta Ab A.Häggbloom Oy:llä on käytössä Excel-pohjainen laskentataulukko, josta saadaan valintojen mukaiset vetovoimat, ajonopeudet ja muut tarvittavat tulokset. Taulukossa (Taulukko 3-1) on esitetty laskennan keskeiset lähtöarvot ja tulokset. Laskenta perustuu peruskaavoihin, mutta niitä ei haluta kuitenkaan esittää julkisesti.

Taulukko 3-1: Telaketjun voimat

Telasto		Ajovoimansiirto	max	min
Ketjun jako [mm]	190	Vg (cm3)	107,00	33,00
Lenkin korkeus tappilinjaan [mm]	58	i	91,10	91,10
Etupyörän halkaisija [mm]	595	p max(bar)	350,00	350,00
Alarullan korkeus [mm]	170,00	η (moottori)	0,92	0,92
Lenkkien lkm [kpl]	59	Tilavuusvirta [l/min/vaihde]	180,00	180,00
Vetokehän hammasluku [kpl]	23	Koneen kokonaismassa [kg]	22000	22000
1.Taittavan rullan halk [mm]	0	η telasto	0,90	0,90
2.Taittavan rullan halk [mm]	0			
		Pintapainemassa [kg]	22000	
Raideleveys [mm]	4300			
Akseliväli [mm]	4500			
Telakängän leveys [mm]	1200			
Etup.jousen esijännitys [kN]	140			
Telakängän tyyppi	2-HARJA	0,90		
Telarullien vastus	0,1			
lenkin korkeus	105			
lapun paksuus	40,5			
Vetokehän jakohalkaisija [mm]	704,2	Vääntömomentti moottori [Nm]	548	169
		n moottori [rpm]	1682	5455
Etupyörän lenkin sektori [deg]	15,0	Vääntömomentti vaihde [Nm]	49955	15407
Etupyörän neutraali halkaisija [mm]	727,6	n vaihde [rpm]	18,5	59,9
Vetopyörän lenkin sektori [deg]	15,7	Vetovoima ketju (brutto) [kN]	128	39
Vetopyörän neutraali halkaisija [mm]	695,5	Yhteensä [kN] (brutto) [kN]	255	79
		Yhteensä [kN] (netto) [kN]	234	57
1.Taittavan rullan sektori [deg]	58,6	Nousukulma [deg]	#LUKU!	21,4
1. taittavan rullan neutraali halk [mm]	185,8	%	#LUKU!	39,2
2.Taittavan rullan sektori [deg]	58,6	Ajonopeus[km/h]	2,5	7,9
2. taittavan rullan neutraali halk [mm]	185,8			
		Kir.jousi/vetovoima suhde	1,1	3,6
Suoratelaisen akseliväli [mm]	4487,3			
Vetokehän keskion korkeus kiskon alapinnasta [mm]	124,1	Vetovoima käännössä [kN]	62	OK
Ketjun sisähalkaisija vetokehällä [mm]	562	Paineen tarve käännössä [bar]	169	548
Kokonaispituus [mm]	5370			

3.1.1 Levityssylinterit

Raideleveyden muutokseen tarvitaan voimaa, joka saadaan toteutettua hydraulisylintereillä. Sylinterit kannattaa sijoittaa jokaisen levityspalkin läheisyyteen, jolloin ne ovat myös etäällä toisistaan. Näin sylintereiden eriaikaisuudesta johtuva kiilautumisen vaara pienenee. Lisäksi sylintereiden paikka kannattaa valita niin, ettei mahdollisen maakosketuksen aikana mikään osu sylintereihin. Tarvittavaa ulostyöntövoimaa voidaan arvioida kaavasta

$$F_u = B * m_k * g \quad (3.1-1)$$

jossa F_u on ulostyöntövoima

B on maan aiheuttama vastus (verrattavissa kitkaan)

m_k on koneen kokonaismassa

g on gravitaatiovakio

Käytännössä konetta ajetaan samalla, kun telaketjujen raideleveyttä muutetaan. Tästä syystä edellä oleva kaava antaa liian suuren voiman, mutta tätä kuitenkin käytetään mitoituksessa, jolloin voima on varmasti riittävä.

3.1.1.1 Männän halkaisija

Tarvittavien hydraulisylintereiden halkaisijat saadaan muodostettua hydrauliiikan perustiedosta, että voima on pinta-ala kerrottuna paineella. Tästä saadaan suoraan johdettua männän minimihalkaisijalle kaava

$$D_s = \sqrt{\frac{4 * F_u}{n_s * p * \pi}} \quad (3.1-2)$$

jossa D_s on hydraulisylinterin männän halkaisija

F_u on tarvittava ulostyöntövoima

n_s on hydraulisylintereiden lukumäärä

p on paine

Saatu männän halkaisija on siis pienin halkaisija, jolla saavutetaan haluttu voima paineen pysyessä vakiona.

3.1.1.2 Männänvarren halkaisija

Männänvarren minimi halkaisija saadaan määritettyä nurjahdustarkastelun kautta. Nurjahdus tarkoittaa keskeisesti puristetun pitkän ja hoikan sauvan stabiiliuden menettämistä ennen kuin saavutetaan sauvan murto- tai myötölujuus. Tästä syystä staattinen mitoi-

tus pelkästään lujuuden suhteen ei aina ole riittävä, vaan mitoitus joudutaan tekään nurjahduksen suhteen. Sauvalle voidaan määrittää kriittinen voima, jolloin se on juuri nurjahdusolosuhteissa. Tätä pienemmillä kuormilla sauva on stabiili. Kriittinen voima lasketaan kaavasta [8; 9]

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2} \quad (3.1-3)$$

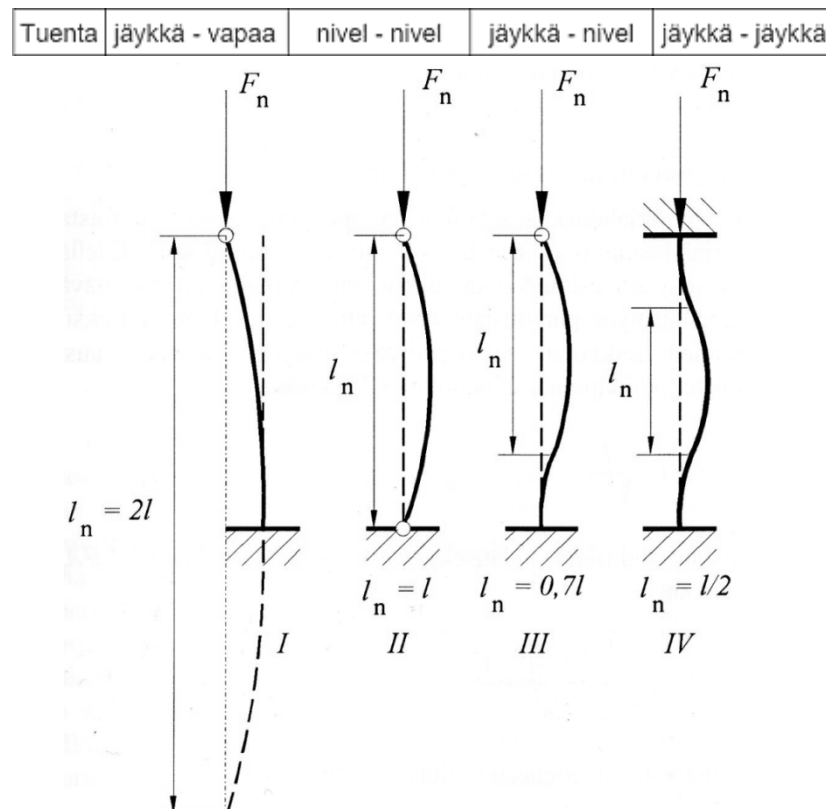
jossa F_{cr} on kriittinen nurjahdusvoima

E on kimmomoduuli

I on neliömomentti

L_n on nurjahduspituus

Leonhard Eulerin (1707-1783) mukaan nimettyjä nurjahdustapauksia on neljä kappaletta. Kaavassa (3.1-3) esiintyvä nurjahduspituus L_n ei välttämättä siis ole sauvan pituus vaan riippuu nurjahdustapauksesta. Nurjahdustapaukset riippuvat sauvan päiden kiinnityksistä ja nurjahduspituus määräytyy tapauskohtaisesti kuvan (Kuva 3-1) mukaisesti.



Kuva 3-1: Eulerin nurjahdustapaukset [8]

Männänvarren tarvittava minimihalkaisija saadaan johdettua kriittisen nurjahdusvoiman kaavasta, kun tiedetään sylinterin kiinnitystapa (Eulerin nurjahdustapaus =>

nurjahduspituus L_n) ja käytetään tietoa, että ympyräpoikkileikkauksisen profiilin ne-
liömomentti $I_z = I_y = \pi * d^4 / 64$.

$$d_s = \sqrt[4]{\frac{64 * F_{cr} * L_n^2}{\pi^3 * E}} \quad (3.1-4)$$

jossa d_s on männänvarren minimi halkaisija

$$F_{cr} = \frac{F_u}{n_s} \text{ on tarvittava ulostyöntövoima (kriittinen nurjahdusvoima)}$$

n_s on sylintereiden lukumäärä

Männänvarren halkaisijaksi valitaan suurempi kuin edellisen kaavan antama halkaisija d_s .

3.1.1.3 Raideleveyden kavennus

Kun raideleveyttä kavennetaan, sylinterit ajetaan sisään. Tällöin paine kohdistuu män-
nänvarren puolen kammion rengaspinta-alaan. Sylinterillä saavutettava voima on tällöin

$$F_u = A_s * p * n_s \quad (3.1-5)$$

jossa F_u on kokonaisvoima

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - d_s^2) \text{ on rengaspinta-ala}$$

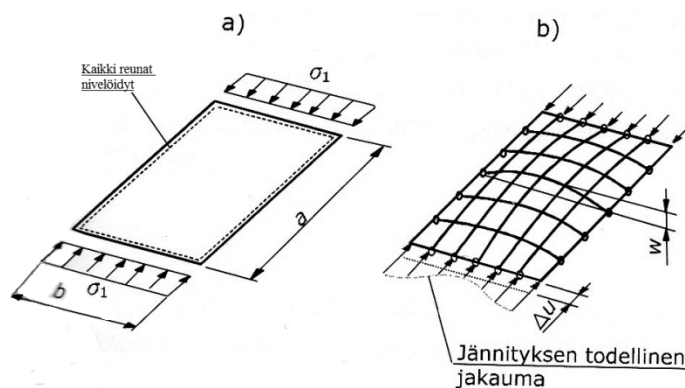
p on paine

n_s on sylintereiden lukumäärä

Tämän voiman pitää olla suurempi kuin kavennukseen (levitykseen) tarvittava voima, joten sylinterin männän ja männänvarren halkaisijoita saattaa joutua muuttamaan tämän ehdon toteutumiseksi. Halkaisijoiden kuitenkin pitää edelleen olla suuremmat kuin kaavoissa (3.1-3) ja (3.1-4) määritetyt halkaisijat.

3.2 Lomahdus

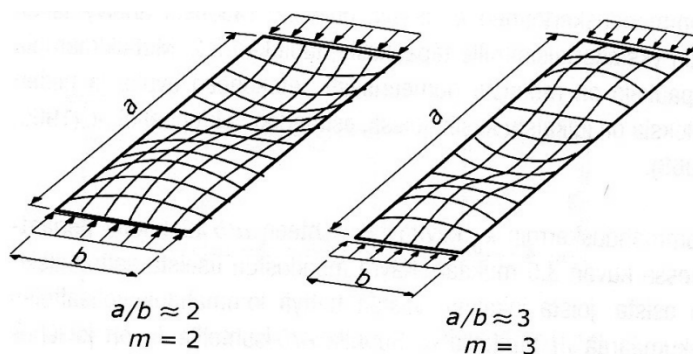
Tarkastellaan ideaalista (täysin kimmainen ja ideaalisen suora levy, jossa ei ole jäännös-
jännityksiä) suorakaiteen muotoista levyä, jonka kaikki reunat ovat nivelöidyt. Vastak-
kaisilta sivuilta puristettaessa levy aluksi puristuu kimmoisasti kokoon, mutta pysyy
suorana. Kun saavutetaan kriittinen jännitys, pienikin häiriö saa levyn lommahtamaan
eli taipumaan siniaallon puolikkaan muotoisesti. Kuvassa (Kuva 3-2 a) on levy ennen
lomahdusta ja kuvassa (Kuva 3-2 b) on levy lomahduksen jälkeen. [10]



Kuva 3-2: Lommahdus [10]

Lommahdusilmiö on vastaavanlainen tapahtuma kuin puristussauvan nurjahdus. Lommahdusta voidaan verrata nurjahdustapahtumaan, kun kuvitellaan levyn koostuvan pitkittäisistä ja poikittaisista palkeista eli arinarakenteesta. Pitkät palkit pyrkivät nurjahdamaan puristavan kuormituksen alaisena ja päistään nivelletyt lyhyemmät palkit toimivat jousen tavoin ja estävät nurjahduksen tapahtumista. On siis selvää, että levy kestää puristusta huomattavasti enemmän kuin irralliset palkit. Tarkasteltaessa kuvaa (Kuva 3-2 b) huomataan, että keskimmaiset nurjahtaneet palkit ovat pidempiä kuin suorina pysyvät reunimmaisets palkit. Pituuseroista johtuen jännitykset ovat suuremmat levyn reunoilla. [10]

Lommahduksessa voi syntyä myös useampia siniaallon puolikkaita, jotka vaihtelevat vuorotellen ylös ja alas. Näin voi tapahtua pitkien levykenttien tapauksessa ja niiden lukumäärä riippuu levyn pituus/leveys –suhteesta (Kuva 3-3). [10]

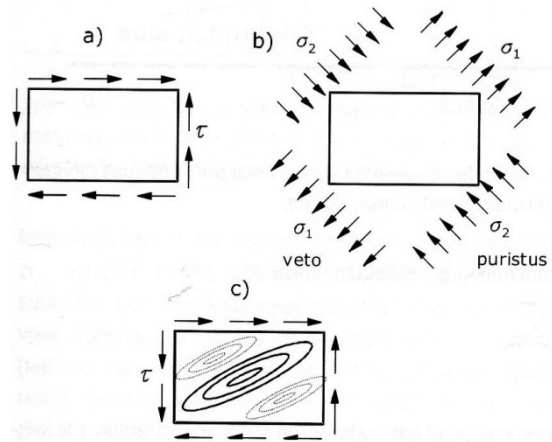


Kuva 3-3: Sivusuhteiden vaikutus lommahdukseen [10]

3.2.1 Leikkausjännityksen aiheuttama lommahdus

Myös pelkkä leikkausjännitys voi aiheuttaa lommahduksen. Puhtaan leikkauksen tapauksessa leikkausjännitykset voidaan muuttaa pääjännityksiksi. Kuvassa (Kuva 3-4 a ja b) tapaukset vastaavat tällöin toisiaan. Vetävä pääjännitys pyrkii estämään lommahduksen ja pitämään levyn kireänä, kun puristusjännitys puolestaan aiheuttaa lommahdus-

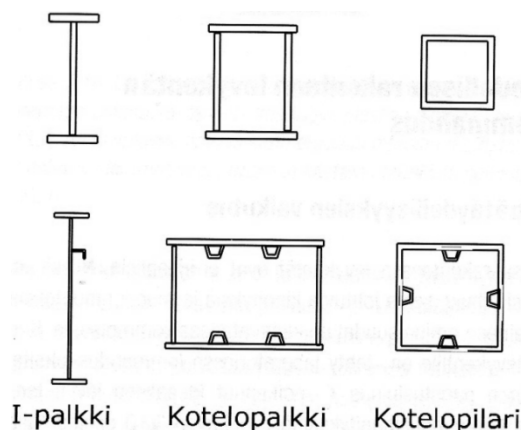
vaaran. Leikkausjännityksen aiheuttama lommahdus on erimuotoinen kuin pelkän puristuksen tapauksessa. Kuvassa (Kuva 3-4 c) on tästä periaatteellinen kuva. [10]



Kuva 3-4: Leikkauslommahdus [10]

3.2.2 Levykenttien jäykistäminen

Levykenttien lommahduskestävyyttä voidaan parantaa jäykisteillä. Pelkkiä poikittaisia jäykisteitä käytettäessä lommahdus voi syntyä jäykisteiden välille, eikä tästä syystä ole aina riittävä. Jotta pelkillä poikittaisjäykisteillä olisi vaikutusta, on niiden välisten etäisyyksien oltava pienempi kuin levyn leveys. Pitkittäisjäykisteillä levy jakautuu pieniin osakenttiin, jotka eivät helposti lommahda. Pitkittäisjäykisteitä käytettäessä on kuitenkin pidettävä niiden nurjahduspituus riittävän lyhyenä. Tämä voidaan toteuttaa käyttämällä poikittaisjäykisteitä, joten parhaiten uuman lommahduskestävyyttä saadaan parannettua pitkittäis- ja poikittaisjäykisteiden yhteiskäytöllä. Parhaimman hyödyn pitkittäisestä jäykisteestä saa, kun sen sijoittaa kohtaan, jossa lommon amplitudi on suurin. Silloin muodonmuutostyötä saadaan sidottua jäykisteeseen mahdollisimman paljon. Kotelopalkin tapauksessa pituusjäykiste sijoitetaan keskelle puristuslaippaa. Uumalevyyn pitkittäisjäykisteeltä saadaan paras hyöty sijoittamalla se etäisyydelle 0,2-0,25 kertaa uuman korkeus puristetusta reunasta mitaten. Kuvassa (Kuva 3-5) on esitetty pitkittäisjäykisteiden merkitystä mahdolliseen profiilin kokoon. [10; 11]

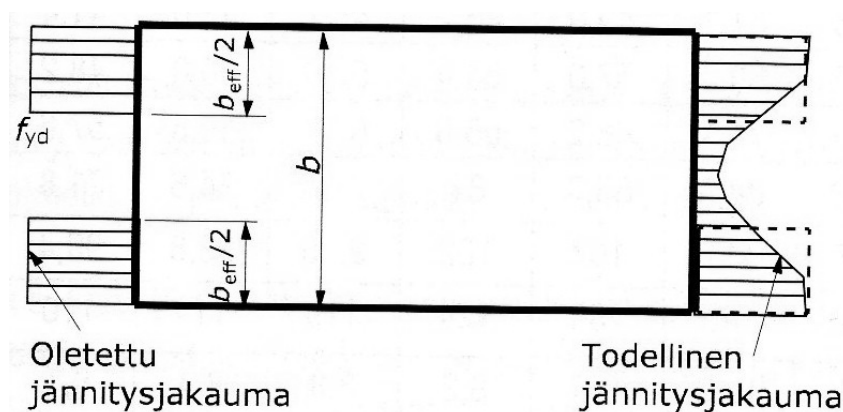


Kuva 3-5: Pituusjäykisteiden vaikutus [10]

Jäykisteet kuitenkin nopeasti lisäävät suunnittelu- ja valmistuskustannuksia enemmän kuin mitä hyödytään ainepaksuuksien ohenemisesta. Pitkittäisjäykisteitä käytetäänkin pääsääntöisesti vain isoissa palkeissa kuten siltapalkeissa. Perusohjeena voidaan pitää, että pitkittäisjäykisteitä kannattaa käyttää vasta 3-4 metriä korkeissa I-profiileissa. [11]

3.2.3 Todellinen rakenne

Ideaalinen levy pysyy suorana, kunnes saavutetaan kriittinen lommahdusjännitys ja lommo alkaa kasvaa. Ideaalisen levyn kestävyys myös paranee lommon kasvaessa. Todellisuudessa mikään rakenne ei kuitenkaan ole ideaalinen, vaan niissä on muun muassa alkumuotovirheitä. Tästä syystä kuorman kasvun myötä lommo alkaa kasvaa heti. Myös kuorman aiheuttama jännitys jakauma on alusta alkaen epälineaarinen. Kun levyn reunat alkavat myötäämään niin, ettei rakenne pysty enää ottamaan lisäkuormitusta vastaan, on levyn lommahduskestävyys saavutettu. Standardeissa tämä otetaan huomioon tehollisella alueella, jossa jännitys nousee rajatilassa laskentalujuuden suuruiseksi ja muu alue oletetaan jännityksettömäksi (Kuva 3-6) [10]



Kuva 3-6: Tehollinen alue [10]

3.3 Kestävyyden mitoitus

Kappaleessa kerrottu kestävyden mitoitus perustuu standardiin Eurokoodi 3 ja siihen perustuviin muihin lähteisiin (esimerkiksi lähde [11]).

3.3.1 Osavarmuusluvut

Eurokoodi 3:ssa osavarmuuslukujen määritelmät, merkinnät ja lukuarvot ovat pääasiassa samat, mutta muutamia poikkeuksia löytyy. Aina onkin syytä käyttää asiayhteyden mukaista osavarmuuslukua, joka löytyy käsiteltävän asian Eurokoodi 3:n osasta. Taulukossa (Taulukko 3-2) on listattu Eurokoodi 3:n eri osien mukaisia osavarmuuslukuja (sisältää myös Suomen kansallisen liitteen vastaavat osavarmuusluvut).

Taulukko 3-2: Kestävyyden osavarmuuslukuja [11]

Standardi	Tarkastelutilanne	Osavarmuus- luku	Osavarmuusluvun arvo	
			Eurocoden suositusarvo	Suomi
EN 1993-1-1:	Teräsrakenteiden yleiset säännöt:			
	Poikkileikkauksen kestävyys poikkileikkaus- luokasta riippumatta, mukaan lukien paikallinen lommahdus ja vinoutumisnurjahdus	γ_{M0}	1,0	1,0
	Sauvan kestävyys stabiiliuden suhteen, kun laskelmat tehdään sauvan tarkastuksena	γ_{M1}	1,0	1,0
	Nettopoikkileikkauksen kestävyys vetomurtumisen suhteen (reikien osuus vähennetty bruttopoikkileikkauksesta)	γ_{M2}	1,25	1,25
	Liitosten kestävyys	ks. EN 1993-1-8		
EN 1993-1-2:	Palomitoitus:			
	Kestävyys palomitoituksessa	$\gamma_{M,fi}$	1,0	1,0
EN 1993-1-5:	Levyrakenteet:			
	Osavarmuusluvut γ_{M0} ja γ_{M1} valitaan sovellettavan Eurocoden osan (EN 1993-1...EN 1993-6) mukaisesti			
EN 1993-1-8:	Liitokset:			
	Rakenneosien ja poikkileikkausten kestävyys	ks. EN 1993-1-1		
	Ruuvien kestävyys	γ_{M2}	1,25	1,25
	Niittien kestävyys			
	Niveltappien kestävyys			
	Hitsien kestävyys			
	Levyjen reunapuristuskestävyys			
	Liukumiskestävyys - murtorajatilassa (kiinnitysluokka C) - käyttörajatilassa (kiinnitysluokka B)	γ_{M3} $\gamma_{M3,ser}$	1,25 1,1	1,25 1,1
	Injektionruuvien reunapuristuskestävyys	γ_{M4}	1,0	1,0
	Rakenneputkien liitosten kestävyys ristikoissa	γ_{M5}	1,0	1,0
	Niveltappien kestävyys käyttörajatilassa	$\gamma_{M6,ser}$	1,0	1,0
	Korkealujuuksisten ruuvien esijännitys	γ_{M7}	1,1	1,1
EN 1993-1-9:	Väsyminen:			
	Vaurionsietoperiaate - vaurion seuraukset pienet - vaurion seuraukset suuret	γ_{Mf} γ_{Mf}	1,0 1,15	1,0 1,15
	Varman kestämissen periaate - vaurion seuraukset pienet - vaurion seuraukset suuret	γ_{Mf} γ_{Mf}	1,15 1,35	1,15 1,35
EN 1993-1-12:	Lisäsäännöt lujuusluokkien S500 -S700 teräksille:			
	Nettopoikkileikkauksen kestävyys vetomurtumisen suhteen (reikien osuus vähennetty bruttopoikkileikkauksesta)	γ_{M12}	1,25	$(f_u/f_y) \times \gamma_{M0}$
Tässä taulukossa on esitetty Eurocoden 3:n (EN 1993) taulukossa mainittujen osien ja kyseisten osien Suomen kansallisen liitteen mukaiset kestävyysosavarmuusluvut. Eurocode 3:n muissa osissa voidaan esittää muita arvoja kestävyysosavarmuusluville. Kulloinkin tulee käyttää sovellettavan Eurocoden osan ja kyseeseen tulevan maan kansallisen liitteen mukaisia osavarmuuslukuja.				

3.3.2 Poikkileikkausluokat

Poikkileikkausluokituksella pyritään selvittämään kuinka paljon poikkileikkauksen lommahdus rajoittaa poikkileikkausten kestävyttä ja kiertymiskykyä. Poikkileikkaukset jaetaan neljään luokkaan. Rakenne voi koostua useasta eri poikkileikkausluokan omaavasta rakenneosasta. Lommahdustarkastelut voidaan välttää, jos levyistä hitsattavissa rakenteissa levykenttien leveys-paksuussuhteet valitaan kompakteiksi.

Poikkileikkausluokkaan 1 kuuluvat osat, joihin voi syntyä plastinen nivel, joka omaa plastisuusteorian mukaisen kiertymiskyvyn. Tässä luokassa on koko poikkileikkauspinta-ala tehollista.

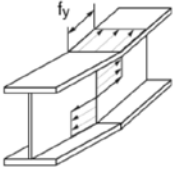
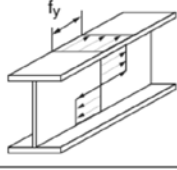
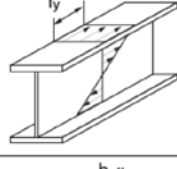
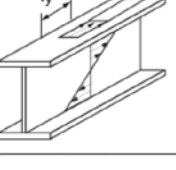
Poikkileikkausluokkaan 2 kuuluvat osat, joihin voi syntyä plastisuusteorian mukainen sauvan taivutuskestävyys, mutta paikallinen lommahdus rajoittaa kiertymiskykyä. Tässä luokassa on koko poikkileikkauspinta-ala tehollista.

Poikkileikkausluokkaan 3 kuuluvat osat, joissa myötöraja voidaan saavuttaa sauvan uloimmassa puristetussa reunassa, mutta plastisuusteorian mukaisen momentti-kestävyyden kehittyminen estyy paikallisen lommahduksen vuoksi. Tässä luokassa on koko poikkileikkauspinta-ala tehollista.

Poikkileikkausluokkaan 4 kuuluvat osat, joissa paikallinen lommahdus esiintyy poikkileikkauksen jossain pisteessä ennen kuin saavutetaan myötölujuus. Tässä luokassa vain osa poikkileikkauspinta-alasta on tehollista.

Poikkileikkausluokitus riippuu puristettujen osien leveys-paksuussuhteita. Eri tapausten poikkileikkausluokkien raja-arvoille löytyy taulukot standardista SFS-EN-1993-1-1. Taulukossa (Taulukko 3-3) on eri poikkileikkausluokille ilmoitettu mitoitus-tavat (plastisuus- vai kimmoteoria) kestävyiden ja voimasuureiden laskentaan. [11; 12]

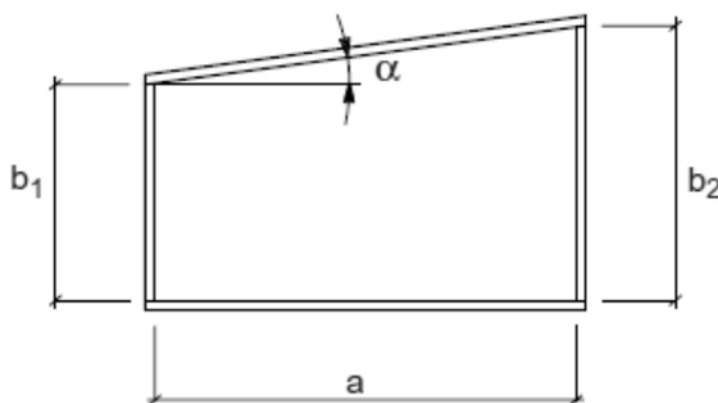
Taulukko 3-3: Poikkileikkausluokkien mitoitustavat [11]

Poikkileikkausluokka	Kestävyyden laskentatapa	Voimasuureiden laskentatapa	Jännitysjakauma, kun kestävyys on saavutettu
1	plastisuusteoria	plastisuusteoria	
2	plastisuusteoria	kimmoteoria	
3	kimmoteoria	kimmoteoria	
4	tehollinen poikkileikkaus	kimmoteoria	

3.3.3 Teholliset poikkileikkaukset

Standardissa SFS-EN-1993-1-5 esitetyt ohjeet ovat voimassa normaali-jännitysten aiheuttamien levyn lommahdusvaikutusten huomioon ottamiseksi murtorajatilassa (murtorajatilassa mitoitus suoritetaan rakenteen murtumista vastaan), kun seuraavat ehdot ovat voimassa

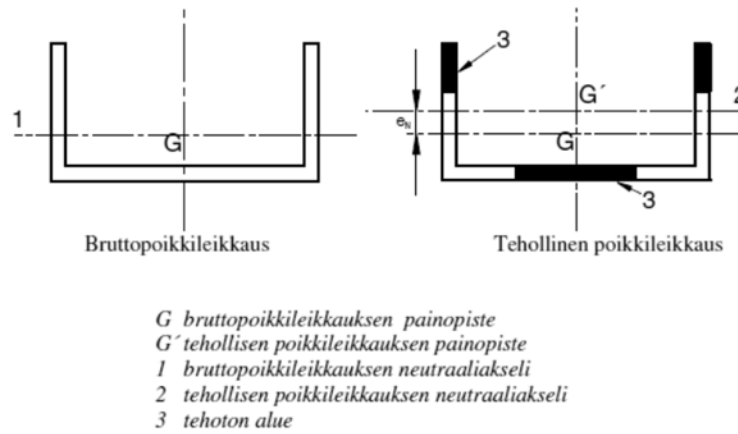
- Levykentät suorakaiteen muotoisia ja laipat yhdensuuntaiset (Voidaan soveltaa myös, jos kulma α enintään 10 astetta (Kuva 3-7)). Kulman ollessa suurempi, levykenttä voidaan olettaa suorakaiteen muotoiseksi, jolloin korkeus on suurempi arvoista b_1 ja b_2 .
- Jos käytetään jäykisteitä, ne ovat pituussuuntaisia ja/tai poikkitaissuuntaisia
- Avoimet ja reiät ja aukot ovat pieniä (enintään 0,05 kertaa levyn leveys)
- Sauvojen poikkileikkaus on vakio
- Puristettu laippa ei lommahda uuman suunnassa



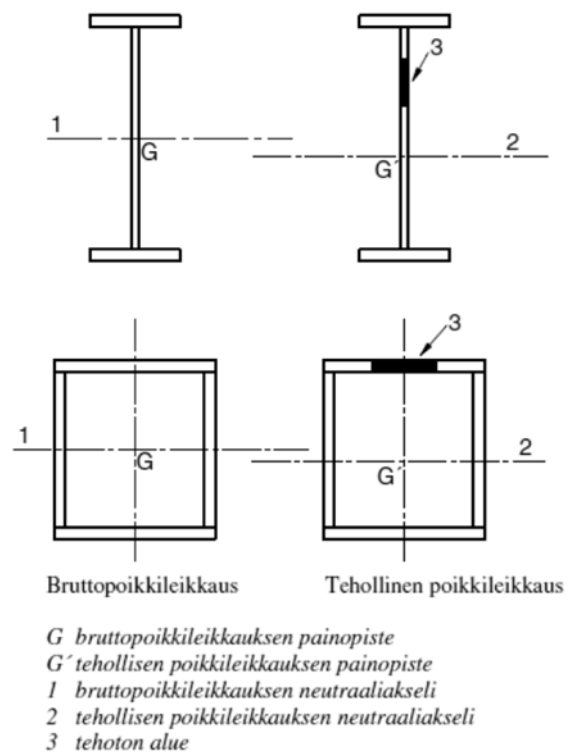
Kuva 3-7: Kulman α määrittäminen [11]

Shear lag-ilmiö (katso kappale 3.3.3.2) ja levyn lommahduksen (katso kappale 3.2) yhteisvaikutus teholliseen pinta-alaan otetaan huomioon shear lag-ilmiön murtorajatilamitoituksen mukaisesti. Poikkileikkausominaisuudet riippuvat shear lag-ilmiöstä johtuvien vedettyjen osien tehollisista pinta-aloista ja puristettujen osien tehollisista pinta-aloista.

Tehollisen pinta-alan A_{eff} määrittäminen perustuu oletukseen, että poikkileikkaukseen kohdistuu vain keskeisestä aksiaalisesta puristusvoimasta aiheutuvia jännityksiä (Kuva 3-8). Kun poikkileikkaukseen kohdistuu puolestaan pelkkää taivutusjännitystä (Kuva 3-9), saadaan määritettyä tehollinen taivutusvastus W_{eff} . Jos taivutus tapahtuu kahden akselin suhteen, tehollinen taivutusvastus määritellään molempien akselien suhteen.



Kuva 3-8: Aksiaalinen voima poikkileikkausluokassa 4 [13]



Kuva 3-9: Taivutusmomentti poikkileikkausluokassa 4 [13]

3.3.3.1 Pituussuunnassa jäykistämättömät taso-osat

Puristetulla alueella olevan levyn tehollinen pinta-ala saadaan kaavasta

$$A_{c,eff} = \rho * A_c \quad (3.3-1)$$

jossa $A_{c,eff}$ on tehollinen pinta-ala

ρ on pienennystekijä, joka ottaa lommahduksen huomioon

A_c on bruttopinta-ala

Kaavassa (3.3-1) esiintyvä pienennystekijän ρ arvo riippuu muun muassa tuentatavasta. Se saadaan laskettua seuraavasti:

- Kahdelta reunalta tuetut levykentät

$$\rho = 1,0 \quad \text{kun } \bar{\lambda}_p \leq 0,673$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,055(3 + \psi)}{\bar{\lambda}_p^2} \leq 1,0 \quad \text{kun } \bar{\lambda}_p > 0,673, [(3 + \psi) \geq 0]$$

- Vain toiselta reunalta tuetut levykentät

$$\rho = 1,0 \quad \text{kun } \bar{\lambda}_p \leq 0,748$$

$$\rho = \frac{\bar{\lambda}_p - 0,188}{\bar{\lambda}_p^2} \leq 1,0 \quad \text{kun } \bar{\lambda}_p > 0,748$$

joissa ψ on jännityssuhde (määritelty standardissa SFS-EN-1993-1-5)

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{cr}}} = \frac{\bar{b}/t}{28,4 * \varepsilon * \sqrt{k_\sigma}} \quad \text{on levyn muunneltu hoikkuus}$$

\bar{b} on tarkoituksenmukainen leveys (määritelty standardissa SFS-EN-1993-1-5)

k_σ on lommahduskerroin, joka vastaa jännityssuhdetta ja reunaehdoja. Saadaan tapauksesta riippuen standardissa SFS-EN-1993-1-5 olevista taulukoista
 t on levyn paksuus

σ_{cr} on kimmoteorian mukainen levyn lommahdusjännitys (SFS-EN-1993-1-5)

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235 \text{ MPa}}{f_y}}$$

3.3.3.2 Shear lag-ilmiö (leikkausviiveilmiö)

Leveälaippaisten palkkien tasomainen poikkileikkaus ei säily tasona palkin taipuessa, kuten taivutusteorian mukaan pitäisi käydä. Tämä johtuu siitä, että palkissa vaikuttavien leikkausjännitysten ja muodonmuutosten aiheuttamat siirtymät eivät ole yhtä suuret kaukana uumasta olevissa kohdissa, joten syntyy leikkausviivettä (shear lag). [11]

Shear lag-ilmiön vaikutus teholliseen leveyteen huomioidaan tarvittaessa SFS-EN-1993-1-5 mukaisesti. Sen mukaan shear lag-ilmiötä ei tarvitse huomioida, jos

$$b < L_e / 50 \quad (3.3-2)$$

jossa b on laipan leveys (yhdelta reunalta tuetun taso-osan leveys tai puolet kahdelta reunalta tuetun taso-osan leveydestä)

L_e on taivutusmomentin nollakohtien välinen etäisyys

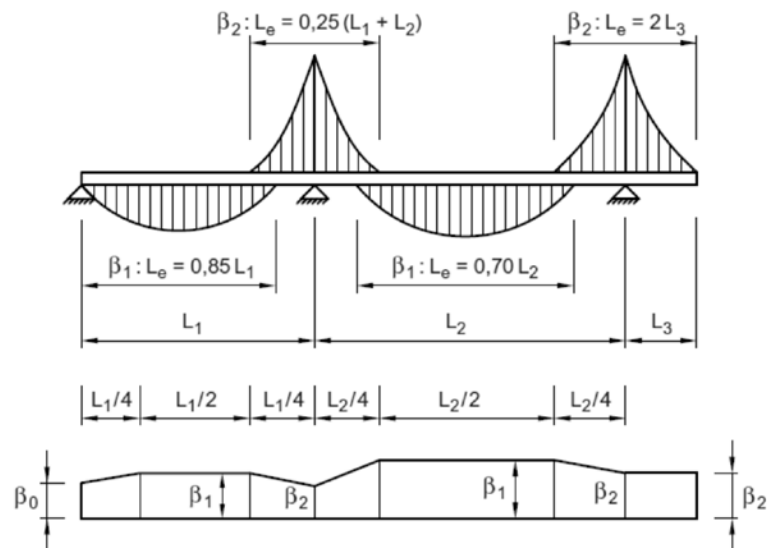
Jos edellä oleva ehto ei toteudu, mitoituksessa otetaan huomioon shear lag-ilmion vaikutukset käyttämällä tehollisia leveyksiä.

Käyttörajatila- ja väsymismitoituksessa käytetään kimmoisan tilan shear lag-ilmion tehollista leveyttä b_{eff} , joka saadaan kaavasta

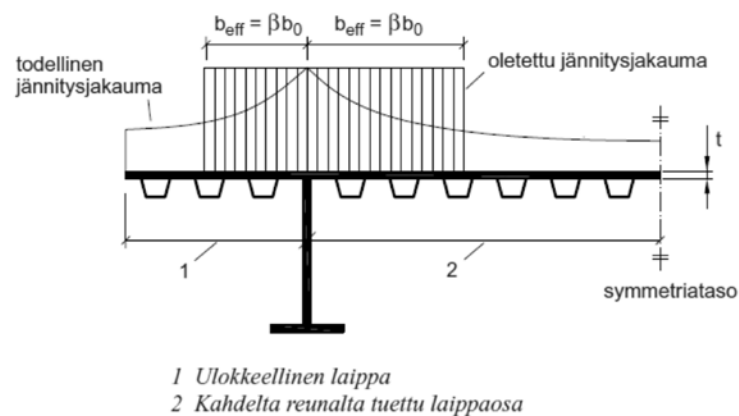
$$b_{eff} = \beta * b \quad (3.3-3)$$

jossa β on tehollisen leveyden tekijä (standardin SFS-EN-1993-1-5 taulukosta)

Teholliset pituudet L_e voidaan määrittää kuvasta (Kuva 3-10). Tällöin ulokkeen pituus saa olla enintään puolet viereisen jänteen pituudesta ja viereisten sisäkenttien jännevälit saavat erota toisistaan korkeintaan 50 %. Muuten käytetään taivutusmomentin nollakohtien välistä etäisyyttä. Kuvasta nähdään myös käytettävä β -arvo. [13]



Kuva 3-10: Tehollinen pituus ja leveys jatkuville palkeille [11]



Kuva 3-11: Shear lag-ilmioon liittyviä merkintöjä [11]

Murtorajatilamitoituksessa standardissa SFS-EN-1993-1-5 on vaihtoehtoiset mitoistavat, joista valitaan kansallisen liitteen mukaan. Suomen kansallinen liite mukaan käytetään Eurokoodin suosittelemaa mitoistusta. Standardissa SFS-EN-1993-1-5 suositellaan käyttämään tehollisen pinta-alan määrittämiseen seuraavaa kaavaa

$$A_{eff} = A_{c,eff} * \beta^{\kappa} \geq A_{c,eff} * \beta \quad (3.3-4)$$

jossa $A_{c,eff}$ on lommahduksen huomioiva puristetun laipan tehollinen pinta-ala
 β ja κ saadaan standardin SFS-EN-1993-1-5 taulukoista

3.3.4 Poikkileikkauksen kestävyys

Poikkileikkauksen kestävyys mitoitusarvo riippuu poikkileikkausluokasta. Rakenteelle mitoittettava voima ei saa missään poikkileikkauksessa ylittää kestävyys mitoitusarvoa. Kaikissa poikkileikkausluokissa, kun poikkileikkausluokassa 4 käytetään tehollista poikkileikkausta, on mahdollista käyttää kimmoteorian mukaista kestävyys laskentaa.

Jos poikkileikkauksen mitoitukseen ei sovellu mikään muu yhteisvaikutuskaava, voidaan käyttää seuraavaa kimmoteorian mukaisessa mitoituksessa von Misesin vertailujännitykseen perustuvaa myötöehtoa:

$$\left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{z,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_{x,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right) \left(\frac{\sigma_{z,Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right) + 3 \left(\frac{\tau_{Ed}}{f_y / \gamma_{M0}} \right)^2 \leq 1 \quad (3.3-5)$$

jossa $\sigma_{x,Ed}$ on tarkastelukohdan pituussuuntaisen paikallisen jännityksen mitoitusarvo
 $\sigma_{z,Ed}$ on tarkasteltavan kohdan poikittaisen paikallisen jännityksen mitoitusarvo
 τ_{Ed} on tarkasteltavan kohdan paikallisen leikkausjännityksen mitoitusarvo
 f_y on materiaalin myötölujuus
 γ_{M0} on kestävyys osavarmuysluku

Tämä kaava antaa tuloksen varmalta puolelta, koska se ei huomioi kimmoteoriassa sallittavaa osittaista plastisoitumista. Tästä johtuen kaavaa (3.3-5) käytetään vain, kun muut kaavat eivät sovellu. [11; 12]

Tässä kappaleessa käydään poikkileikkauksen kestävyys mitoitus läpi eri kuormitustilanteissa. Mitoitus esitetään vain pääpiirteissään ja joitakin huomautuksia ja rajoituksia saattaa puuttua. Tämän kappaleen lisäksi kannattaa perehtyä Eurokoodi 3:een, johon tässä kappaleessa esitetyt mitoitusohjeet perustuvat. Kappaleessa esitellään vain tätä työtä koskevia mitoitusohjeita.

3.3.4.1 Taivutusmomentti

Taivutusmomentin kuormittaman poikkileikkauksen tapauksessa, taivutusmomentin mitoitusehto on kaikissa poikkileikkauksissa [11; 12]

$$M_{Ed} \leq M_{c,Rd} \quad (3.3-6)$$

jossa M_{Ed} on taivutusmomentin mitoitusarvo murtorajatilassa

$M_{c,Rd}$ on taivutuskestävyyden mitoitusarvo, jossa huomioitu kiinnittimien reiät

Taivutuskestävyyden mitoitusarvo yhden akselin suhteen tapahtuvassa taivutuksessa saadaan poikkileikkausluokasta riippuen seuraavasti:

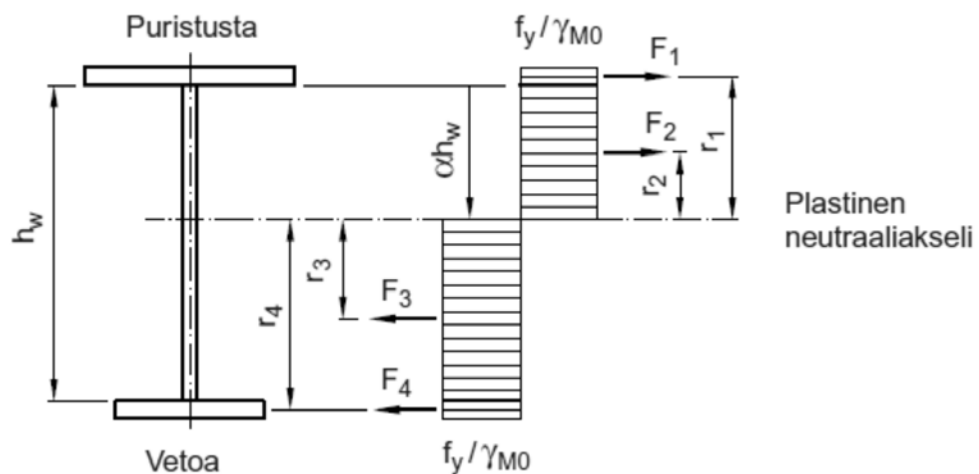
Poikkileikkausluokissa 1 ja 2 voi syntyä plastisuusteorian mukainen suorakaiteen muotoinen jännitysjaakauma (Kuva 3-12), jossa myötölujuuden mitoitusarvo $f_{yd} = f_y / \gamma_{M0}$ saavutetaan. Venymät kuitenkin jakautuvat kimmoteorian mukaisesti lineaarisesti poikkileikkauksen yli. Taivutuskestävyys $M_{c,Rd}$ on tällöin plastisen taivutuskestävyyden $M_{pl,Rd}$ suuruinen: [11; 12]

$$M_{c,Rd} = M_{pl,Rd} = \frac{W_{pl} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (3.3-7)$$

jossa W_{pl} on plastisuusteorian mukainen taivutusvastus

f_y on materiaalin myötölujuus

γ_{M0} on kestävyiden osavarmuysluku (Taulukko 3-2)

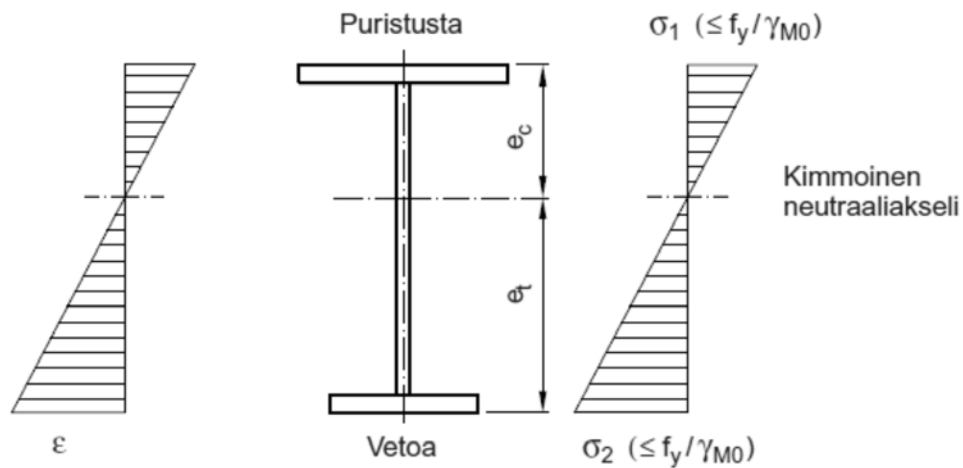


Kuva 3-12: Poikkileikkausluokkien 1 ja 2 jännitysjaakauma [11]

Poikkileikkausluokassa 3 olevan profiilin koko poikkileikkauksen ala on tehollista. Sillä on kimmoteorian mukainen jännitys jakauma (Kuva 3-13), jonka suurimmatkaan jännitykset eivät saa ylittää myötölujuuden mitoitusarvoa $f_{yd} = f_y / \gamma_{M0}$. Kimmoinen taivutuskestävyys $M_{el,Rd}$ määrittää tällöin poikkileikkauksen taivutuskestävyyden $M_{c,Rd}$: [11; 12]

$$M_{c,Rd} = M_{el,Rd} = \frac{W_{el,min} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (3.3-8)$$

jossa $W_{el,min}$ on kimmoteorian mukainen taivutusvastus, joka saadaan poikkileikkauksen reunassa olevasta suurimmasta kimmoteorian mukaisesta jännityksestä f_y on materiaalin myötölujuus γ_{M0} on kestävyuden osavarmuysluku (Taulukko 3-2)



Kuva 3-13: Poikkileikkausluokan 3 jännitys- ja venymäjakauma [11]

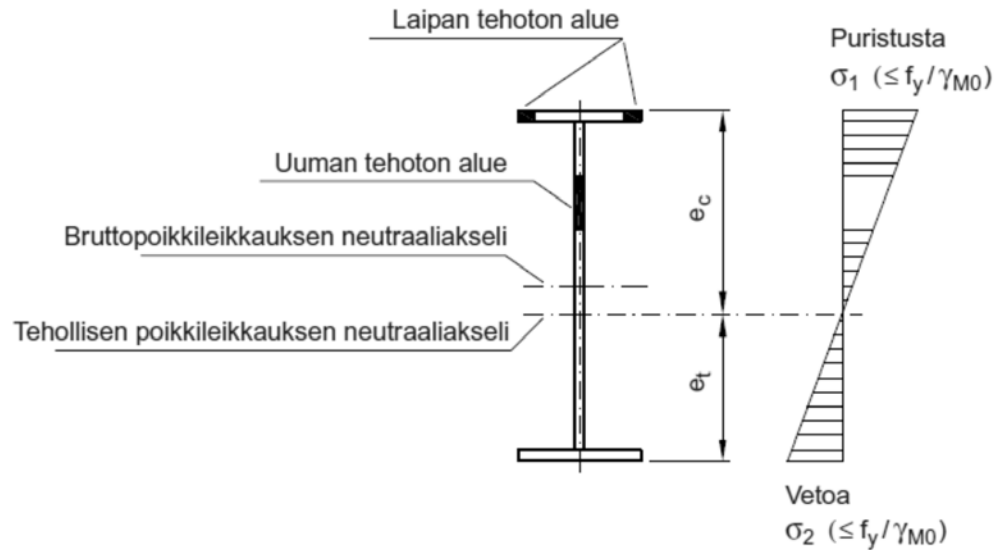
Poikkileikkausluokassa 4 lommahdus huomioidaan poikkileikkauksen tehollisella pinta-alalla (Kuva 3-14). Myös tässä luokassa jännitykset ja venymät jakautuvat kimmoteorian mukaisesti. Taivutuskestävyys rajoitetaan uloimman laipan jännityksellä, joka ei saa ylittää myötölujuuden mitoitusarvoa $f_{yd} = f_y / \gamma_{M0}$. Poikkileikkauksen taivutuskestävyudeksi saadaan [11; 12]

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{eff,min} * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (3.3-9)$$

jossa $W_{eff,min}$ on tehollinen taivutusvastus, joka saadaan poikkileikkauksen reunassa olevasta suurimmasta kimmoteorian mukaisesta jännityksestä

f_y on materiaalin myötölujuus

γ_{M0} on kestävyuden osavarmuusluku (Taulukko 3-2)



Kuva 3-14: Poikkileikkausluokan 4 jännitysjaakauma [11]

Kiinnittimien reikien vaikutukset voidaan jättää huomioimatta, jos nettopoikkipinta-alan murtumiskestävyys on yhtä suuri tai suurempi kuin plastisuusteorian mukainen brutto-poikkileikkauksen kestävyys: [11; 12]

$$\frac{A_{f.net} * 0,9 f_u}{\gamma_{M2}} \geq \frac{A_f * f_y}{\gamma_{M0}} \quad (3.3-10)$$

jossa $A_{f.net}$ on vedetyn laipan nettopinta-ala

f_u on materiaalin murtolujuus

A_f on vedetyn laipan pinta-ala

f_y on materiaalin myötölujuus

γ_{M0} ja γ_{M2} ovat kestävyuden osavarmuuslukuja (Taulukko 3-2)

Tällä taataan sekä plastisen nivelen alueella että muualla kuin plastisen nivelen alueella hallitun plastisoitumisen mitoitusperiaatteen mukainen toiminta. Mikäli ehto ei toteudu, pienennetään vedetyn laipan poikkileikkauksen alaa, kunnes ehto on jälleen voimassa. Puristetun alueen kiinnittimien reikiä, joissa on kiinnitin paikallaan, ei tarvitse huomioida ellei kyseessä ole ylisuuret tai pidennetyt reiät. [11; 12]

3.3.4.2 Leikkaus

Leikkauskestävyyden mitoitusarvo riippuu käytetäänkö kimmoteoriaa vai plastisuusteoriaa. Plastisuusteoriassa jännitykset ovat hyväksytyjä, kunnes keskimääräinen jännitys saavuttaa leikkauslujuuden mitoitusarvon leikkausta kantavassa poikkipinta-alassa. Standardi SFS-EN-1993-1-1 mahdollistaa plastisuusteorian käyttämisen leikkauskestävyyden mitoituksessa kaikissa poikkileikkausluokissa. [11; 12]

Kaikissa poikkileikkauksissa pitää toteutua ehto:

$$V_{Ed} \leq V_{c.Rd} \quad (3.3-11)$$

jossa V_{Ed} on leikkausvoiman mitoitusarvo

$V_{c.Rd}$ on leikkauskestävyyden mitoitusarvo

Plastisuusteorian mukaisessa mitoituksessa saadaan leikkauskestävyydelle mitoitusarvo kaavasta

$$V_{c.Rd} = V_{pl.Rd} = \frac{A_v (f_y / \sqrt{3})}{\gamma_{M0}} \quad (3.3-12)$$

jossa $V_{c.Rd}$ on leikkauskestävyyden mitoitusarvo

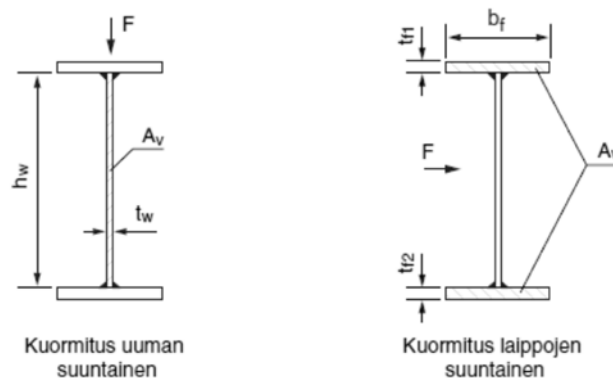
$V_{pl.Rd}$ on plastisuusteorian mukainen leikkauskestävyyden mitoitusarvo

A_v on leikkauspinta-ala (määritelmät eri tapauksille SFS-EN-1993-1-1)

f_y on myötölujuus

γ_{M0} on kestävyuden osavarmuusluku

Poikkileikkauksesta vain kuormituksen suuntaiset osat kantavat koko leikkauskuorman. Laippojen suuntaiselle kuormitukselle ei hyödynnetä muokkauslujittumista. Uuman suuntaisessa leikkauksessa sen sijaan hyödynnetään muokkauslujittuminen, ellei lasketa kimmoteorian mukaista keskimääräistä leikkausjännitystä τ_{Ed} . [12]



Kuva 3-15: Leikkauspinta-alan määrittäminen

3.3.4.3 Leikkauslommahdus

Hoikka uuma saattaa lommahtaa leikkausvoiman vaikutuksesta ennen kuin saavutetaan plastinen leikkauskestävyys. Tällöin mitoittavaksi tekijäksi tulee leikkauslommahduskestävyys. Leikkauslommahduskestävyyttä voidaan parantaa pitkittäis- ja poikittaisjäykisteillä kuten kappaleessa 3.2.2 todettiin.

Eurokoodi 3:n osassa SFS-EN-1993-1-5 on ohjeet leikkauslommahduskestävyyden mitoittamiseksi murtorajatilassa. Siinä edellytetään, että

- reiät ja aukot ovat pieniä,
- sauvojen poikkileikkaus on vakio,
- levykentät ovat suorakaiteen muotoisia tai laipat yhdensuuntaisia kappaleen 3.3.3 mukaisissa rajoissa,
- jäykisteet ovat pitkittäisiä ja/tai poikittaisia.

Leikkauslommahduskestävyys täytyy tarkastaa, jos

- uumasta jäykistämättömät levyt

$$\frac{72}{\eta} \varepsilon < \frac{h_w}{t_w} \quad (3.3-13)$$

- uumasta jäykistetyt levyt

$$\frac{31}{\eta} \varepsilon \sqrt{k_\tau} < \frac{h_w}{t_w} \quad (3.3-14)$$

joissa η muokkauslujittumisen huomioiva tekijä (standardista SFS-EN-1993-1-5)

$\varepsilon = \sqrt{235 \text{ MPa} / f_y}$; f_y on materiaalin myötölujuus

h_w on uuman korkeus

t_w on uuman paksuus

k_τ on leikkauslommahduskerroin (kappale 3.2.1)

Mitoitusehtona leikkauslommahduskestävyydelle on

$$\frac{V_{Ed}}{V_{b.Rd}} \leq 1,0 \quad (3.3-15)$$

jossa V_{Ed} on leikkausvoiman mitoitusarvon (mukana väännön aiheuttama leikkaus)

$V_{b.Rd}$ on leikkauslommahduskestävyys

Mitoitusarvo jäykistetyiden ja jäykistämättömien uumien leikkauslommahduskestävyydelle on

$$V_{b.Rd} = V_{bw.Rd} + V_{bf.Rd} \leq \frac{\eta f_{yw} h_w t_w}{\sqrt{3} \gamma_{M1}} \quad (3.3-16)$$

jossa $V_{bw.Rd}$ on uuman osuus leikkauslommahduskestävyydestä
 $V_{bf.Rd}$ on laippojen osuus leikkauslommahduskestävyydestä
 η muokkauslujittumisen huomioiva tekijä (SFS-EN-1993-1-5)
 h_w on uuman korkeus
 t_w on uuman paksuus
 f_{yw} on uuman myötölujuus
 γ_{M1} on kestävyiden osavarmuusluku (Taulukko 3-2)

Uuman osuus leikkauslommahduskestävyydestä saadaan kaavasta

$$V_{bw.Rd} = \frac{\chi_w f_{yw} h_w t_w}{\sqrt{3} \gamma_{M1}} \quad (3.3-17)$$

jossa χ_w on uuman osuuden pienennystekijä (SFS-EN-1993-1-5 taulukosta)

Laippojen osuus leikkauslommahduskestävyydestä $V_{bf.Rd}$ otetaan huomioon, jos laipan kestävyttä ei ole täysin hyödynnetty taivutuskestävyyttä laskettaessa ($M_{Ed} \leq M_{f.Rd}$).
 Laippojen leikkauslommahduskestävyys saadaan kaavasta

$$V_{bf.Rd} = \frac{b_f t_f^2 f_{yf}}{c \gamma_{M1}} \left[1 - \left(\frac{M_{Ed}}{M_{f.Rd}} \right)^2 \right] \quad (3.3-18)$$

$$c = a_0 \left(0,25 + \frac{1,6 b_f t_f^2 f_{yf}}{t_w h_w^2 f_{yw}} \right) \quad (3.3-19)$$

joissa b_f on sen laipan leveys, joka antaa pienimmän aksiaalisen kestävyiden ($b_f \leq 15 \epsilon t_f$ uuman molemmin puolin)
 t_f on sen laipan paksuus, joka antaa pienimmän aksiaalisen kestävyiden
 a_0 on poikittaisjäykisteiden välinen etäisyys
 f_{yf} on laipan myötölujuus

f_{yw} on uuman myötölujuus

γ_{M1} on kestävyys osavarmuusluku (Taulukko 3-2)

h_w on uuman korkeus

t_w on uuman paksuus

M_{Ed} on taivutusmomentin mitoitusarvo murtorajatilassa

$M_{f.Rd} = M_{f.k} / \gamma_{M0}$ on plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo, kun vain teholliset laipat otetaan huomioon

Taivutusmomentin kanssa samanaikaisesti vaikuttava aksiaalinen voima N_{Ed} pienentää taivutuskestävyyden arvoa tekijällä

$$1 - \frac{N_{Ed}}{(A_{f1} + A_{f2})f_{yf} / \gamma_{M0}} \quad (3.3-20)$$

jossa A_{f1} ja A_{f2} ovat laippojen pinta-aloja

3.3.4.4 Taivutus ja leikkaus

Eurokoodin osista SFS-EN-1993-1-1 ja SFS-EN-1993-1-5 löytyvät mitoitusohjeet taivutuksen ja leikkauksen yhteisvaikutuksen tapauksessa. Leikkauskestävyyden $V_{c.Rd}$ ollessa plastisen leikkauskestävyyden $V_{pl.Rd}$ suuruinen, käytetään standardia SFS-EN-1993-1-1. Jos leikkauslommahdus pienentää leikkauskestävyyttä ($V_{b.Rd} < V_{pl.Rd}$), käytetään standardin SFS-EN-1993-1-5 mukaista ohjetta.

Standardissa SFS-EN-1993-1-1 taivutusmomenttikestävydessä otetaan huomioon leikkausvoiman vaikutus, kun leikkausvoiman suuruus on suurempi kuin puolet plastisuusteorian mukaisesta leikkauskestävyydestä. Tällöin taivutusmomenttikestävyttä vähennetään käyttämällä pienennettyä myötörajaa $(1 - \rho)f_y$,

$$\rho = \left(\frac{2V_{Ed}}{V_{pl.Rd}} - 1 \right)^2 \quad (3.3-21)$$

jossa V_{Ed} on leikkausvoiman mitoitusarvo tarkastelusuunnassa

$V_{pl.Rd}$ on plastinen leikkauskestävyys kohdan 3.3.4.2 mukaan

Vääntömomentin vaikutuksen alaisena ρ lasketaan kaavasta

$$\rho = \left(\frac{2V_{Ed}}{V_{pl.T.Rd}} - 1 \right)^2 \quad (3.3-22)$$

$$\rho = 0 \quad \text{kun } V_{Ed} \leq V_{pl.T.Rd} \quad (3.3-23)$$

jossa $V_{pl.T.Rd}$ on leikkauskestävyyden mitoitusarvo väännön ja leikkauksen yhteisvaikutuksessa

Standardin SFS-EN-1993-1-5 mukaan taivutuskestävyyttä ei tarvitse pienentää leikkausvoiman vuoksi, jos $V_{Ed} > 0,5 * V_{bw.Rd}$ eli leikkausvoima on suurempi kuin puolet uuman leikkauslommahduskestävyydestä. Muuten taivutuksen ja leikkauksen yhteisvaikutuksen I- ja kotelopoikkileikkauksissa on toteutettava ehto

$$\bar{\eta}_1 + \left(1 - \frac{M_{f.Rd}}{M_{pl.Rd}} \right) (2\bar{\eta}_3 - 1)^2 \leq 1,0 \quad \text{kun } \bar{\eta}_1 \geq \frac{M_{f.Rd}}{M_{pl.Rd}} \quad (3.3-24)$$

$$\bar{\eta}_1 = \frac{M_{Ed}}{M_{pl.Rd}}$$

$$\bar{\eta}_3 = \frac{V_{Ed}}{V_{bw.Rd}}$$

joissa $M_{f.Rd}$ on poikkileikkauksen plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo, kun vain teholliset laipat otetaan huomioon.

$M_{pl.Rd}$ on poikkileikkauksen plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo, kun poikkileikkaus koostuu tehollisista laipoista ja täysin tehollisesta uumasta poikkileikkausluokasta riippumatta

M_{Ed} on taivutusmomentin mitoitusarvo murtorajatilassa

$M_{pl.Rd}$ on plastisuusteorian mukainen taivutuskestävyyden mitoitusarvo

V_{Ed} on leikkausvoiman mitoitusarvo murtorajatilassa mukaan lukien mahdollisen väännön aiheuttama leikkaus

$V_{bw.Rd}$ on uuman leikkauslommahduskestävyyden mitoitusarvo

Kaavan (3.3-24) mukainen tarkastelu perustuu siihen, että ainoastaan uumalevyn taivutuskestävyys heikkenee eli leikkauksella ei ole vaikutusta laippojen taivutuskestävyyteen. Ehdon täytyy toteutua kaikissa poikkileikkauksissa paitsi, jos poikkileikkaus ole korkeintaan $h_w / 2$ päässä pystyjäykisteisestä tuesta.

Kotelopalkin tapauksessa myös laipan leikkausjännityksillä on merkitystä. Tällöin kaavaan (3.3-24) sijoitetaan uuman leikkauslommahduskestävyyden tilalle joko

laipan plastinen leikkauskestävyys tai leikkauslommahduuskestävyys. Lisäksi $M_{N.Rd} = 0$ ja osakentät tarkastetaan käyttämällä osakenttien keskimääristä leikkausjännitystä ja χ_w määritellään osakentän leikkauslommahduksen perusteella olettaen pituusjäykisteet jäykiksi. Kertoimen $\bar{\eta}_1$ arvona käytetään kerrointa η_1 , joka saadaan kaavasta [10; 11]

$$\eta_1 = \frac{N_{Ed}}{A_{eff} f_y / \gamma_{M0}} + \frac{M_{y,Ed} + N_{Ed} e_{N,y}}{W_{eff,y} f_y / \gamma_{M0}} + \frac{M_{z,Ed} + N_{Ed} e_{N,z}}{W_{eff,z} f_y / \gamma_{M0}} \leq 1,0 \quad (3.3-25)$$

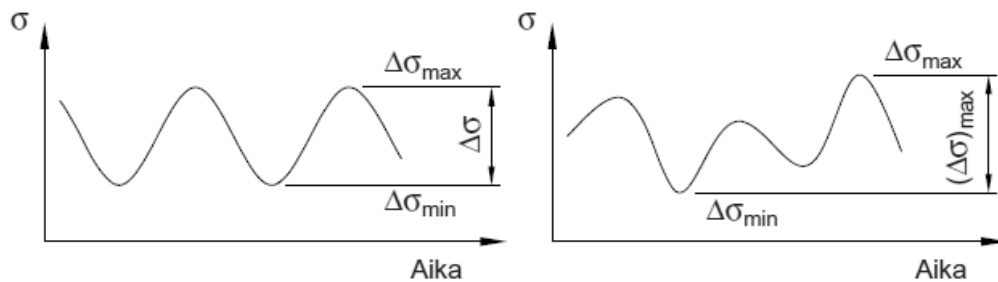
jossa A_{eff} on tehollinen pinta-ala vain tasaisen puristuksen vaikuttaessa

W_{eff} on tehollinen taivutusvastus vain momentin vaikuttaessa

e_N on neutraaliakselin siirtyminen vain tasaisen puristuksen vaikuttaessa

3.4 Väsyminen

Väsyttävä kuormitus saattaa aiheuttaa ajan kuluessa rakenteen murtumisen, vaikka rakenteen staattinen kestävyys olisi riittävä. Väsyttävässä kuormituksessa rakenteeseen kohdistuvat jännitysten suuruudet ja sijainnit vaihtelevat. Vakioamplitudinen kuormitus (Kuva 3-16 a) aiheutuu vakiona pysyvistä jännitysvaihteluista esimerkiksi pyörivän akselin tapauksessa. Vaihtuva-amplitudinen kuormitus (Kuva 3-16 b) aiheuttaa puolestaan ajan myötä vaihtuvista erisuuruisista jännityksistä, kuten silloille aiheutuu erisuuruisten ajoneuvojen ylittäessä sen. Yleensä väsyttävänä kuormituksena on vaihtuva-amplitudinen kuormitus. [10; 11; 14]



Kuva 3-16: Vakioamplitudinen ja vaihtuva-amplitudinen kuormitus [11]

Väsymismurtuma on paljon monimutkaisempi ilmiö kuin staattinen murtuminen tai myötääminen. Staattisen tilanteen tapahtumien voidaan olettaa riippuvan vain tarkastelupisteen jännitystilasta. Väsymismurtuma sen sijaan riippuu materiaaliominaisuuksista, tarkasteltavan pisteen jännitystilasta ja sen lähiympäristön jännitystilakentästä. Näiden lisäksi väsymisilmiöön liittyy huomattava joukko muita vaikeasti huomioon otettavia tekijöitä. [9]

Metallin väsyminen on särönkasvuilmiö, joka aiheutuu toistuvista muuttuvista jännitysvaihteluista. Usein rakenteiden mekaaniset vauriot johtuvat väsymisestä. [15]

Väsyminen tapahtuu seuraavasti:

- mikroskooppisten säröjen synty eli ydintyminen,
- niiden kasvu ja yhdentyminen makroskooppisiksi säröiksi
- sekä lopullinen äkillinen murtuminen.

Eli paikalliset plastiset muodonmuutokset aiheuttavat mikrosäröjen synnyn, jotka kasvettuaan yhtyvät toisiinsa synnyttäen yhden tai useamman särön. Säröjen reunoihin aiheutuu suuria paikallisia jännityshuippuja, jotka aiheuttavat särön etenemisen. Tätä jatkuu, kunnes saavutetaan tilanne, jossa poikkileikkaus on pienentynyt niin paljon, että yksi kuormituskerta riittää rakenteen murtumiseen. Väsymismurtuman alkulähteitä ovat usein voimakkaat paikalliset jännityshuiput, joita aiheuttavat esimerkiksi reiät, olakkeet, pintaviat, materiaalihiavat ja kiertet. [15]

3.4.1 Väsymismitoitus Eurokoodin 3 (SFS-EN-1993-1-9) mukaan

Väsymisilmiön tutkiminen alkoi rautatiekaluston akseleissa esiintyneistä murtumista 1800-luvun puolessa välissä. Ensimmäiset kokeelliset tutkimukset suoritti saksalaisen rautatieyhtiön insinööri August Wöhler (1819-1914). Standardi SFS-EN-1993-1-9 perustuukin Wöhler- eli S-N-käyrien käyttämiseen. [9]

Eurokoodin 3 osa SFS-EN-1993-1-9 perustuu S-N-käyrien mukaiseen väsymislukuuteen ja se käsittää ohjeet rakenneosien, kiinnitysten ja liitosten väsymismitoitukseen. Standardissa olevat S-N-käyrän väsymislukuudet perustuvat väsytesteihin, joten ne sisältävät geometriset ja rakenteelliset epäjatkuvuuskohdat. Nämä ohjeet pätevät kaikille rakenneteräksille, ruostumattomille teräksille ja suojaamattomille säänkestäville teräksille, jos

- rakenteen toteutus tehdään standardin EN 1090 mukaan
- materiaalit täyttävät standardin SFS-EN-1993-1-10 mukaiset sitkeysvaatimukset
- rakenteet ovat tavallisissa ilmasto-olosuhteissa ja ovat suojattu riittävästi korroosiota vastaan
- lämpötila on alle 150 °C
- normaalijännitysten vaihteluväli $\Delta\sigma \leq 1,5 * f_y$
- leikkausjännitysten vaihteluväli $\Delta\tau \leq 1,5 * f_y / \sqrt{3}$

Vertailujännityksinä voidaan käyttää nimellistä jännitysvaihteluväliä. Nimellisjännityksiin kuitenkin lasketaan mukaan kaikkien epäjatkuvuuskohtien vaikutukset, joita ei ole esiintynyt koesauvoissa ja näin ollen eivät sisälly S-N-käyrän väsymislukuuksiin. Vaihtoehtoisesti väsymistarkastelu voidaan suorittaa käyttämällä geometrisia (hot-spot) jännityksiä.

Väsymislukuus määritellään standardin SFS-EN-1993-1-9 taulukoitujen tapausten mukaan. Jokaista tapausta vastaa sille määritetty väsymisluokka. Väsymisluokan arvo

tarkoittaa S-N-käyrällä väsymislajuuden arvoa (yksikkönä MPa) $\Delta\sigma_C$ tai $\Delta\tau_C$ kahden miljoonan syklin kohdalla. Wöhler eli S-N-käyrät määritellään siis erikseen normaali- ja leikkausjännityksille. Standardissa on esitetty yhteensä 14 eri väsymisluokkaa (lukuissa erilaisia tapauksia) väliltä 36 ja 160. Huomioon otettava seikka on, että standardin mukaan perusmateriaalien väsymiskestävyydet eivät muutu materiaalin murtolujuuden kasvaessa, vaikka näin todellisuudessa olisikin.

3.4.1.1 Normaalijännitys

Vakioamplitudisille nimellisille jännitysvaihteluväleille $\Delta\sigma_R$ väsymislajuuden S-N-käyrä määritellään standardin SFS-EN-1993-1-9 mukaan seuraavasti

$$\Delta\sigma_R^m * N_R = \Delta\sigma_C^m * 2 * 10^6 \quad (3.4-1)$$

jossa $m = 3$, kun $N \leq 5 * 10^6$

Vakioamplitudisen kuormituksen väsymisraja eli jännitysvaihteluväli, jonka alapuolella kestoikää voidaan pitää äärettömänä, tulee $5 * 10^6$ syklin kohdalla. Vakioamplitudisen kuormituksen S-N-käyrä on tästä eteenpäin vaakasuora (Kuva 3-17 katkoviiva). Väsymisraja $\Delta\sigma_D$ voidaan laskea kyseisen tapauksen väsymisluokan perusteella:

$$\Delta\sigma_D = \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} * \Delta\sigma_C \quad (3.4-2)$$

jossa $\Delta\sigma_D$ on vakioamplitudisen kuormituksen väsymisraja

$\Delta\sigma_C$ on väsymisluokka

Muuttuva-amplitudisen kuormituksen S-N-käyrä ei käännä väsymisrajan kohdalta vaakasuoraksi, vaan jatkuu alaspäin hieman aikaisempaa loivemmin.

$$\Delta\sigma_R^m * N_R = \Delta\sigma_D^m * 5 * 10^6 \quad (3.4-3)$$

jossa $m = 5$, kun $N \leq 10^8$

Muuttuva-amplitudisen kuormituksen väsymisraja (alempi väsymisraja) $\Delta\sigma_L$ on 10^8 syklin kohdalla, jonka jälkeen käyrä kääntyy vaakasuoraksi. Väsymisrajaa pienempiä jännitysvaihteluita ei tarvitse ottaa huomioon väsymistarkasteluissa. Muuttuva-amplitudisen kuormituksen väsymisraja on

$$\Delta\sigma_L = \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} * \Delta\sigma_D \quad (3.4-4)$$

jossa $\Delta\sigma_L$ on alempi väsymisraja

$\Delta\sigma_D$ on vakioamplitudisen kuormituksen väsymisraja

Kun halutaan laskea tietyn jännitysvaihteluvälin väsymiseen johtavien syklien lukumäärä, käytetään seuraavia kaavoja

$$\Delta\sigma^3 * N = \Delta\sigma_c^3 * 2 * 10^6 = c_1 = \text{vakio} \quad (3.4-5)$$

$$\Delta\sigma^5 * N = \Delta\sigma_D^5 * 5 * 10^6 = c_2 = \text{vakio} \quad (3.4-6)$$

Näistä saadaan määritettyä myöhemmin tarvittava tapauskohtainen vakio C , joka riippuu väsymisluokasta

$$C = c_1 = \Delta\sigma^3 * N, \text{ kun } \Delta\sigma \leq \Delta\sigma_c \quad (3.4-7)$$

$$C = c_2 = \Delta\sigma^5 * N, \text{ kun } \Delta\sigma > \Delta\sigma_c \quad (3.4-8)$$

Kaavoista (3.4-5) ja (3.4-6) saadaan muodostettua kaava jännitysvaihteluvälillä $\Delta\sigma$ väsymiseen johtavien syklien lukumääräksi

$$N = \frac{C}{\Delta\sigma^m} \quad (3.4-9)$$

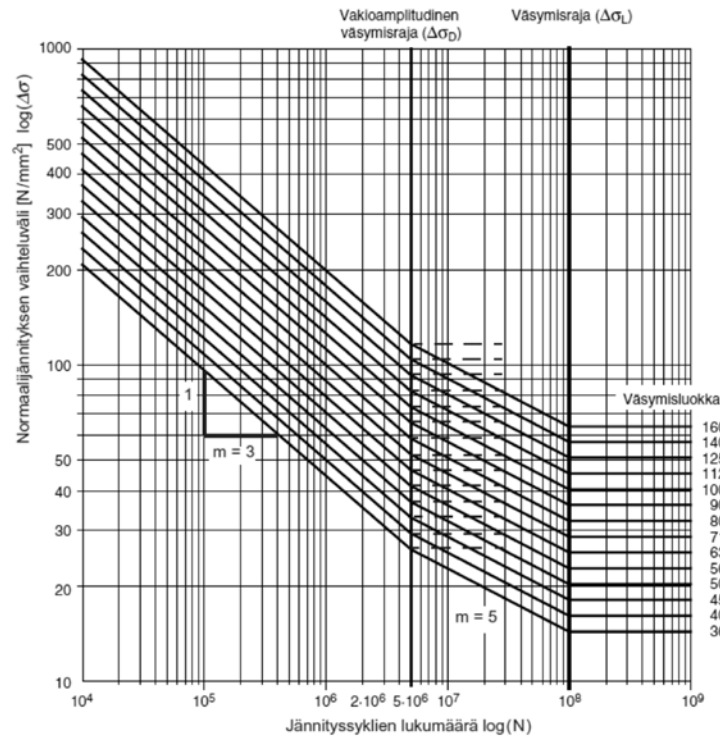
jossa N on väsymiseen johtavien syklien lukumäärä

C on väsymisluokasta riippuva tapauskohtainen vakio (c_1 tai c_2)

$\Delta\sigma$ on tarkasteltava jännitysvaihteluväli

$m = 3$, kun $C = c_1$ (katso kaava (3.4-7))

$m = 5$, kun $C = c_2$ (katso kaava (3.4-8))



Kuva 3-17: Väsymislajuuden S-N-käyrä normaalijännityksille [11]

3.4.1.2 Leikkausjännitys

Leikkausjännityksen tapauksessa S-N-käyrään ei vaikuta onko kyseessä vakioamplitudinen vai vaihtuva-amplitudinen jännitysvaihtelu. S-N-käyrä laskee siis koko matkan 1/5 kulmassa ja sillä on vain yksi väsymisraja $\Delta\tau_L$ kohdassa 10^8 sykliä. Leikkausjännityksen S-N-käyrä saadaan muodostettua vastaavanlaisella tavalla kuin normaalijännityksen tapauksessakin

$$\Delta\tau_R^m * N_R = \Delta\tau_C^m * 2 * 10^6 \quad (3.4-10)$$

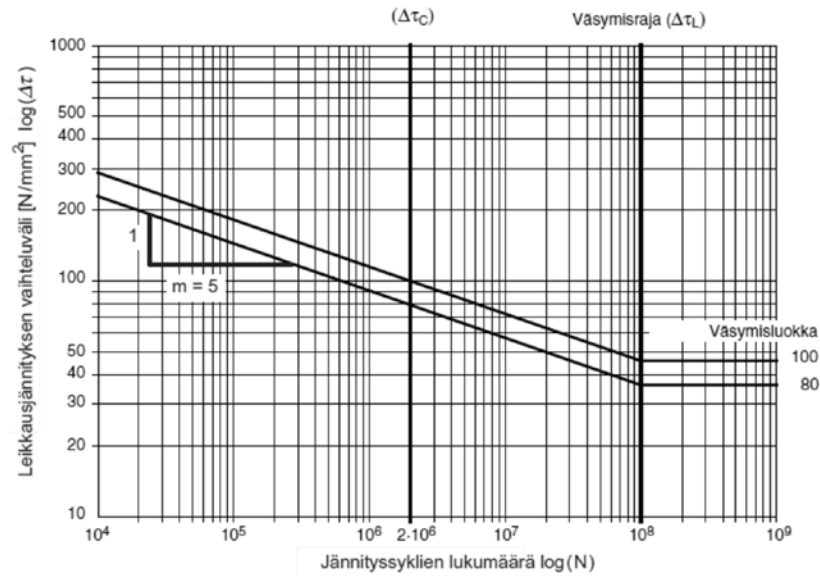
jossa $m = 5$, kun $N \leq 10^8$

Leikkausjännitykselle väsymisraja on siis 10^8 syklin kohdalla ja S-N-käyrä on tästä eteenpäin vaakasuora (Kuva 3-18). Väsymisraja $\Delta\tau_L$ saadaan kaavasta

$$\Delta\tau_D = \left(\frac{2}{100}\right)^{\frac{1}{5}} * \Delta\tau_C \quad (3.4-11)$$

jossa $\Delta\tau_L$ on väsymisraja leikkaukselle

$\Delta\tau_C$ on väsymisluokka



Kuva 3-18: Väsymislajuuden S-N-käyrät leikkausjännitysten vaihteluvälille [11]

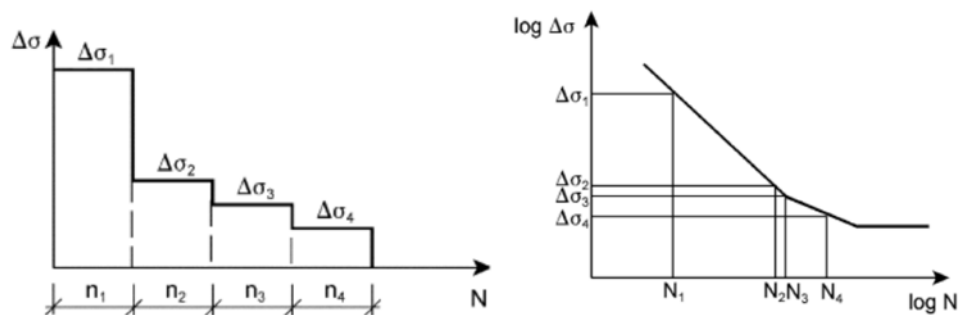
3.4.2 Palmgren-Minerin sääntö

Muuttuva-amplitudisen kuormituksen aiheuttama yhteisvaikutus rakenteen kestoikään voidaan määrittää Palmgren-Minerin säännön avulla, joka perustuu kumulatiiviseen vaurion yhteenlaskuun. Ideana on, että jokaisen jännitysvaihtelun katsotaan vaurioittavan rakennetta kuormituskertoja vastaavan määrän, joka suhteutetaan vaurioitumiseen tarvittaviin kuormituskertoihin. Jokaiselle erisuuruuselle jännitysvaihteluvälille $\Delta\sigma_i$ määritellään oma kumulatiivinen vaurio n_i / N_i ja lasketaan nämä kaikki yhteen. Rakenteen kestoikä saavutetaan, kun kumulatiivinen vauriosumma saavuttaa arvon 1. Kumulatiivisen vauriosumman kaava on [11; 14]

$$\sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0 \quad (3.4-12)$$

jossa n_i on jännitysvaihteluvälin $\Delta\sigma_i$ suuruisten syklien määrä (Kuva 3-19 vasen)

N_i on syklien lukumäärä, jolla jännitysvaihteluvälin $\Delta\sigma_i$ aiheuttaa vaurioitumisen (Kuva 3-19 oikea)



Kuva 3-19: Jännitysvaihteluvälin kertymä (vasen) ja murtumiseen johtavat syklit (oikea) [9]

3.5 Hitsausliitos

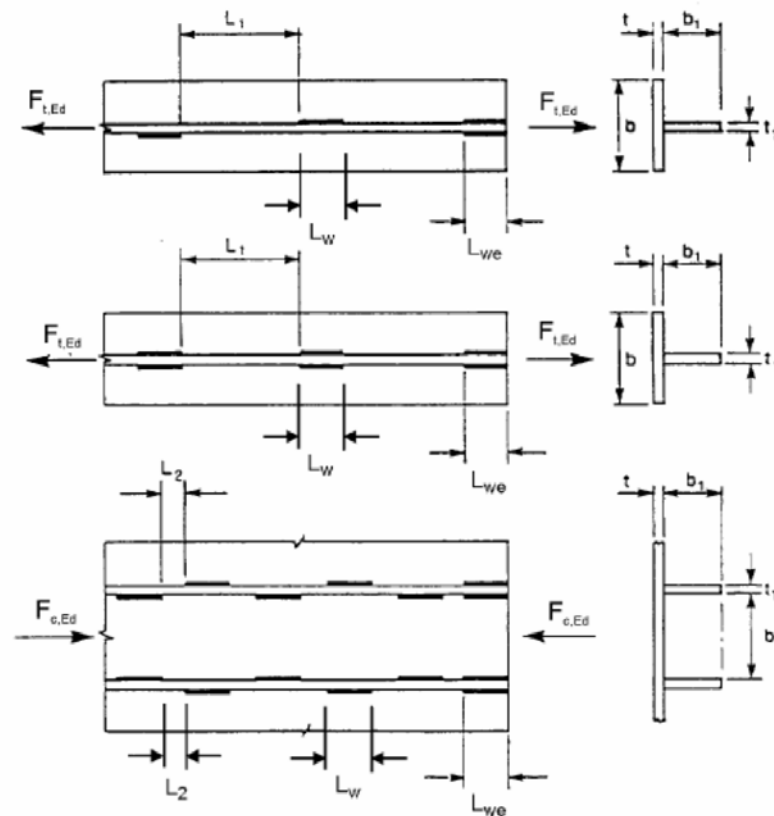
Eurokoodin osan SFS-EN-1993-1-8 mukainen hitsausliitoksen mitoitusohjeita voidaan soveltaa standardin SFS-EN-1993-1-1 mukaisille hitsattaville rakenneteräksille, joiden ainepaksuus on vähintään 4 mm ja kun käytetään yleisiä lisäaineellisia kaarihitsausmenetelmiä (mm. puikkohitsaus, MIG/MAG-hitsaus, jauhekaarihitsaus). Sitä voidaan soveltaa myös tapauksiin, joissa hitsiaineen mekaaniset ominaisuudet ovat perusaineen mekaanisten ominaisuuksien kanssa vastaavanlaiset. Ohuempien ainepaksuuksien tapauksessa hitsausliitoksille on ohjeita standardissa SFS-EN-1993-1-3. Lisäksi väsytytkuormituksen alaiset hitsit suunnitellaan standardin SFS-EN-1993-1-9 mukaisesti. Käytettävät hitsausaineet tulee olla standardin SFS-EN-1993-1-8 viitestandardien mukaiset. Hitsiluokka valitaan standardin EN ISO 5817 mukaisesti (D (tyydyttävä), C (hyvä), B (vaativa)). Yleensä valitaan luokka C. Lamellirepeilyä tulee myös välttää ja siihen löytyvät ohjeet Eurokoodin osasta SFS-EN-1993-1-10. [11; 16]

Läpihitsausliitoksia kuten päittäisliitoksia ei tarvitse mitoittaa, koska standardin pätevyysalueella hitsausliitos on vähintään yhtä kestävä kuin liitettävä rakenneteräs. Jos ei pyritä läpihitsautumiseen, vaan hitsaus tehdään osaviistettyihin railoihin, mitoitus tehdään kuten pienahitsien tapauksessa. [16; 17]

3.5.1 Pienahitsi

Pienahitsejä voidaan käyttää, jos liitospintojen välinen kulma on 60-120 astetta. Tätä pienemmät kulmat ovat myös sallittuja, mutta näissä tapauksissa hitsiä tarkastellaan osittain läpihitsattuna päittäishitsinä. Suuremmissa kulmissa olevien liitospintojen pienahitsien kestävyys täytyy määrittää kokeellisesti standardin EN 1990 liitteen D mukaisesti.

Pienahitsien lopetukset eivät saa sijaita rakenneosien päissä tai sivuilla, vaan hitsaus suoritetaan jatkuvana ja täysikokoisena kulman ympäri kaksi kertaa hitsin kyljen pituiseksi, ellei tämä ole epäkäytännöllistä luoksepäästävyuden tai liitoksen muodon vuoksi. Katkopienahitseissä tätä sääntöä sovelletaan vain nurkkien viimeiseen hitsiin.[8] Katkopienahitsejä ei saa käyttää syövyttävissä olosuhteissa. Osahitsien L_w väliset etäisyydet (L_1 ja L_2) valitaan niin, että ne täyttävät kuvassa (Kuva 3-20) esitetyt vaatimukset. Hitsaamaton osa (L_1 ja L_2) mitataan vastakkaisilta puolilta tai samalta puolelta sen mukaan, kumpi etäisyys on lyhyempi. Katkopienahitsejä käytettäessä, liitettävän osan päässä on aina molemmilla puolilla hitsi ja sen pituus L_{we} on vähintään 0,75 kertaa liitoksessa olevan kapeamman levyn leveys (Kuva 3-20). [16]



Pienempi arvoista:	$L_{we} \geq 0,75 b$	ja	$0,75 b_1$	
Vedetyt hitsatut rakenneosat:				
Pienempi arvoista:	$L_1 \leq 16 t$	ja	$16 t_1$	ja 200 mm
Hitsattu rakenneosa, johon kohdistuu puristus tai leikkaus:				
Pienempi arvoista:	$L_2 \leq 12 t$	ja	$12 t_1$	ja 0,25 b ja 200 mm

Kuva 3-20: Katkopienahitsit [11]

Pienahitsin mitoittava laskentapinta muodostuu suorakaiteen muotoisesta osasta. Laskentapinnan pinta-alan A_w mitoitusarvon oletetaan sijaitsevan hitsin juuressa ja sen arvo saadaan kaavasta

$$A_w = \sum a l_{eff} \quad (3.5-1)$$

jossa a on pienahitsin efektiivinen a-mitta

l_{eff} on pienahitsin tehollinen pituus

Tehollinen pituus l_{eff} on täysikokoisen pienahitsin kokonaispituus. Jos hitsi ei ole täysikokoinen koko teholliselta pituudeltaan, teholliseksi pituudeksi voidaan valita hitsin kokonaispituus vähennettynä efektiivinen a-mitta kerrottuna kahdella. Hitsausliitosta ei käsitellä voimia siirtävänä, jos sen tehollinen pituus on alle 30 mm tai alle 6a

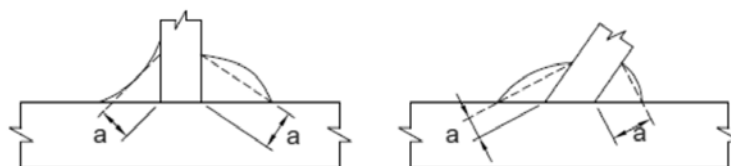
(käytetään suurempaa arvoa). Pienahitsin korkeutena käytetään efektiivistä a -mittaa, joka on hitsin suurimman kolmion (tasakylkinen tai erikylkinen) korkeus (Kuva 3-21). Efektiivinen a -mitta on kuitenkin vähintään 3 mm.

$$a \geq 3\text{mm} \quad (3.5-2)$$

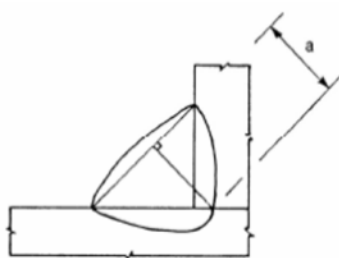
Vanha standardi SFS 2378 antaa a -mitalle ylärajaksi 15 mm. Tätä rajoitusta on edelleen järkevä käyttää myös taloudellisista syistä. Jos näin suurta a -mittaa tarvitaan, kannattaa tehdä viiste ja muuttaa hitsi esimerkiksi puoli-V-hitsiksi. [15]

$$a \leq 15\text{mm} \quad (3.5-3)$$

Hitsin tunkeuma perusaineeseen voidaan hyödyntää kestävyysmitoituksessa, jos pystytään osoittamaan, että vaadittu tunkeuma voidaan saavuttaa aina. Efektiivinen a -mitta siis sisältää mahdollisen tunkeuman (Kuva 3-22). Suunnittelija kuitenkin merkitsee piirustuksiin a -mitan ilman tunkeumaa.



Kuva 3-21: Pienahitsin efektiivinen a -mitta [11]



Kuva 3-22: Pienahitsin efektiivinen a -mitta, tunkeuma mukaan lukien [11]

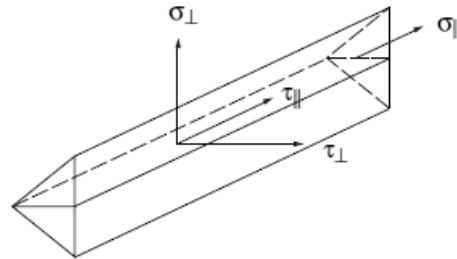
3.5.1.1 Pienahitsin kestävyys

Pienahitsin kestävyysmitoitussarvo voidaan määrittää kahdella eri tavalla. Toinen on tarkempi menetelmä (komponenttimenetelmä) ja toinen on yksinkertaistettu menetelmä.

Komponenttimenetelmä

Komponenttimenetelmässä hitsin siirtämät voimat jaetaan hitsin pituussuuntaisiin sitä vastaan kohtisuoriin komponentteihin sekä hitsin laskentapinnan suuntaisiin ja sitä vastaan kohtisuoriin komponentteihin (Kuva 3-23). Jännityskomponentit oletetaan jakaantuvan tasaisesti hitsin laskentapinnalle. [16]

- σ_{\perp} on laskentapintaa vastaan kohtisuora normaali-jännitys
- σ_{\parallel} on hitsin akselin suuntainen normaali-jännitys
- τ_{\perp} on hitsin akselia vastaan kohtisuora leikkausjännitys laskentapinnan tasossa
- τ_{\parallel} on hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys laskentapinnan tasossa



Kuva 3-23: Pienahitsin laskentapinnan jännitykset [11]

Hitsin akselin suuntaista normaali-jännitystä σ_{\parallel} ei huomioida hitsin kestävyyttä laskettaessa. Akselinsuuntainen normaali-jännitys johtuu liitettävien osien venymästä, jolloin myös hitsi venyy vastaavan verran. Tämä jännitys ei kuitenkaan ole hitsin kannalta olennainen, koska se ei johdu hitsiä kuormittavasta primääristä voimasta. Pienahitsille saadaan laskettua vertailujännitys kaavasta [11; 16; 17]

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 * (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \quad (3.5-4)$$

Pienahitsi on riittävän kestävä, jos seuraavat ehdot toteutuvat

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 * (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad (3.5-5)$$

$$\sigma_{\perp} \leq 0.9 * \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad (3.5-6)$$

jossa f_u on heikomman liitettävän osan vetomurtolujuus

β_w on korrelaatiokerroin (saadaan standardista SFS-EN-1993-1-8)

$\gamma_{M2} = 1,25$ on materiaalin osavarmuusluku hitseille

Käytettäessä teräksiä, joiden lujuus on suurempi kuin 460 MPa, mutta enintään 700 MPa, voidaan käyttää perusainetta pehmeämpää hitsausainetta. Tällöin murtolujuus f_u korvataan hitsausaineen murtolujuudella f_{eu} , kun käytetään standardien EN 499, EN 12534 ja EN 12535 mukaisia lisäaineita. [11; 18]

Yksinkertaistettu menetelmä

Yksinkertaistettu menetelmä on vaihtoehtoinen mitoitus tapa komponenttimenetelmälle. Siinä jännityksiä ei jaeta komponentteihin, vaan koko jännitysresultantti oletetaan leikkausjännitykseksi. Tämä on siis epäedullisin tilanne ja on siis varman puolella. Vain siinä tapauksessa, että liitos sisältää vain kylkihitsejä, yksinkertaistettu menetelmä antaa saman tuloksen kuin komponenttimenetelmä. Poikittaisien otsahitsien tapauksessa yksinkertaistetulla menetelmällä päädytään hienoiseen ylimitoitukseen. Tästä aiheutuva taloudellinen haitta on kuitenkin vähäinen verrattuna etuihin, jotka saavutetaan suunnittelulaskennan helpottumisella. Standardissa SFS-EN-1993-1-8 tämä laskentatapa on perusmenettely. Komponenttimenetelmästä saadaan johdettua hitsin (leikkaus) lujuudelle mitoitusarvoksi [15]

$$f_{vw.d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad (3.5-7)$$

jossa f_u on heikomman liitettävän osan vetomurtolujuus

β_w on korrelaatiokerroin (taulukko standardissa SFS-EN-1993-1-8)

$\gamma_{M2} = 1,25$ on materiaalin osavarmuusluku hitseille (SFS-EN-1993-1-8)

Hitsin kestävyys mitoitusarvoksi $F_{w.Rd}$ pituusyksikköä kohti lasketaan kaavasta

$$F_{w.Rd} = f_{vw.d} * a \quad (3.5-8)$$

jossa $f_{vw.d}$ on hitsin leikkauslujuuden mitoitusarvo

a on pienahitsin a-mitta

Pienahitsin kestävyys voidaan olettaa riittäväksi, jos kaikkien voimien resultantti yksikköpituutta kohti täyttää ehdon

$$F_{w.Ed} \leq F_{w.Rd} \quad (3.5-9)$$

jossa $F_{w.Ed}$ on pienahitsiin vaikuttavan voiman mitoitusarvo pituusyksikköä kohti

$F_{w.Rd}$ on pienahitsin kestävyys mitoitusarvo pituusyksikköä kohti

Yksinkertaisemman laskutavan mukaan nimellinen jännitys voidaan ratkaista voiman suunnasta F riippumatta kaavasta

$$\sigma_w = \frac{F}{a * l_{eff}} \quad (3.5-10)$$

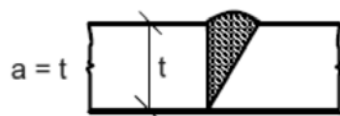
jossa σ_w on hitsiin kohdistuva nimellinen jännitys
 F on hitsiin kohdistuva voima suunnasta riippumatta
 a on hitsin efektiivinen a-mitta
 l_{eff} on hitsin tehollinen pituus

Näin standardin SFS-EN-1993-1-8 mukainen ehto saadaan muotoon

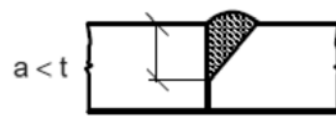
$$\sigma_w \leq f_{vw.d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad (3.5-11)$$

3.5.2 Päittäishitsi

Läpihitsatun päittäishitsin hitsautumissyvyys on yhtä suuri kuin perusaineen koko ainepaksuus (Kuva 3-24 a). Osittain läpihitsatun päittäishitsin hitsautumissyvyys on puolestaan pienempi kuin koko ainepaksuus (Kuva 3-24 b). Päittäisliitosten pitää olla jatkuvia.[16]



a) Täysin läpihitsattu päittäishitsi



b) Osittain läpihitsattu päittäishitsi

Kuva 3-24: Päittäishitsejä puoli-V-railossa [11]

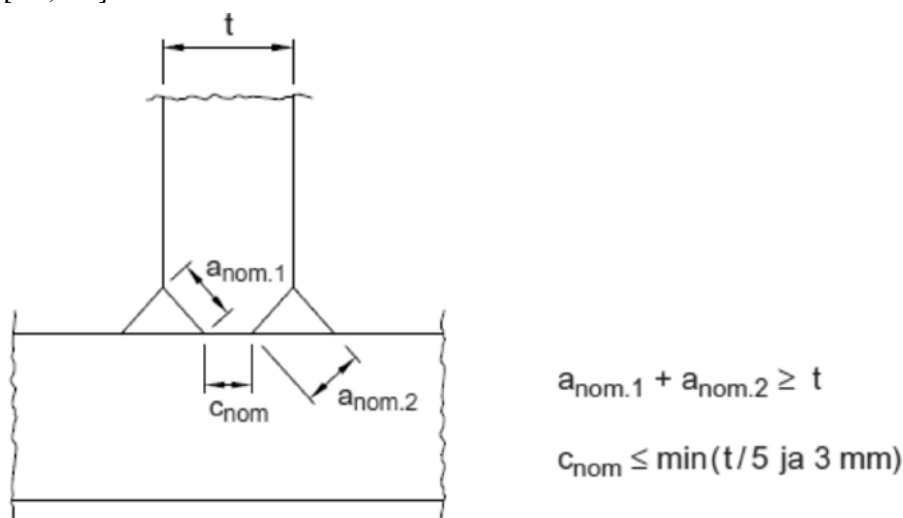
3.5.2.1 Päittäishitsin kestävyys

Standardin SFS-EN-1993-1-8 mukaan läpihitsatun päittäishitsin kestävyudeksi voidaan olettaa sama kuin heikomman liitettävän osan kestävyys. Tällöin edellytetään hitsausaineita, joiden myötölujuus ja murtolujuus ovat vähintään hitsattavan perusaineen suuruiset. Käytettäessä suurempia lujuusluokkia kuin S460, mutta korkeintaan S700, voidaan käyttää alilujia hitsausaineita, mutta tällöin hitsin kestävyys määritellään hitsausaineen lujuuden perusteella. [11; 16; 18]

Osittain läpihitsatulle päittäishitsille lasketaan lujuus tunkeuman omaavan pienahitsin kestävyuden mukaisesti (*kappale 3.5.1*). Hitsin paksuudeksi valitaan korkeintaan hitsautumissyvyys, joka voidaan säännöllisesti saavuttaa.

T-liitoksen kestävyys, joka koostuu kahdesta osittain läpihitsatusta päittäishitsistä, jotka on vahvistettu pienahitsillä, voidaan käsitellä läpihitsattuna päittäishitsinä. Tämä kuitenkin edellyttää, että hitsien yhteenlaskettu nimellinen paksuus ($a_{nom.1} + a_{nom.2}$) on vähintään T-liitoksen pystylevynä olevan osan paksuus t ja hitsaamaton rako c_{nom} ei ole

suurempi kuin $t/5$ tai suurempi kuin 3 mm. Kuvasta (Kuva 3-25) nähdään mittojen merkitys. [11; 16]



Kuva 3-25: Osittain päittäishitsattu liitos [11]

Jos T-liitoksen päittäishitsit eivät täytä edellä olevia ehtoja, lasketaan hitsin kestävyys kuten pienahitsin tapauksessa tunkeuma huomioon ottaen (katso kappale 3.5.1). Hitsin paksuus tai a-mitta määritellään tapauksesta riippuen yhdenmukaiseksi pienahitsejä tai osittain läpihitsattuja päittäishitsejä koskevien ohjeiden mukaisesti. [11; 16]

3.5.2.2 Hitsin väsymismitoitus

Hitsatussa rakenteessa valmistuksen aikana syntyy aina alkusäröjä ja niitä voi syntyä käytön aikana väsyttävän kuormituksen seurauksena. Alkusäröt kasvavat ja etenevät väsyttävän kuormituksen vaikutuksesta, johtuen särön reunoihin syntyvistä suurista jännityshuipuista. Rakenteessa olevat epäjatkuvuuskohdat synnyttävät myös suuria jännityshuippuja. Kriittisin kohta hitsatussa rakenteessa on hitsin ja perusaineen rajaviiva. Hitsaustyö vaikuttaa voimakkaasti koko rakenteen kestävyys, koska hitsausliitoksen väsymiskestävyys on yleensä pienempi kuin hitsattavalla perusaineella. [11]

Eurokoodi 3 osan SFS-EN-1993-1-9 mukaiset väsymistestihin perustuvat väsymisluokat sisältävät geometrisia ja rakenteellisia virheitä ja valmistustoleranssien ja hitsauksen jäännösjännitysten vaikutuksia. Nimellisjännityksiin perustuvassa laskentatavassa jännitykset lasketaan lineaarisen kimmoteorian mukaisesti käyttörajatilakuormilla. Nimellisjännitykset lasketaan potentiaalisissa särön ydintymiskohdissa ja niihin on laskettava mukaan epäjatkuvuuskohtien vaikutukset, joita koekappaleissa ei ole. Poikkileikkausluokkaan 4 kuuluvat rakenteet mitoitetaan väsytyskuormille standardin SFS-EN-1993-1-5 mukaan. Hitsin jännitykset saadaan laskettua kuvan (Kuva 3-26) merkinnöillä seuraavasti

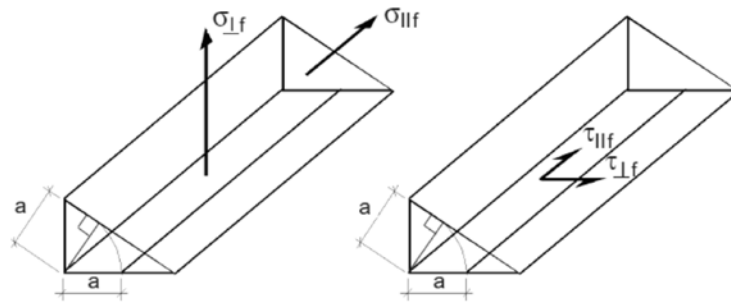
$$\sigma_{wf} = \sqrt{\sigma_{\perp f}^2 + \tau_{\perp f}^2} \quad (3.5-12)$$

$$\tau_{wf} = \tau_{\parallel f} \quad (3.5-13)$$

jossa σ_{wf} on hitsin akselia vastaan kohtisuora jännitys

τ_{wf} on hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys

Molemmille jännityksille σ_{wf} ja τ_{wf} tehdään oma väsymiskestävyyden tarkastelu.



Kuva 3-26: Pienahitsin jännitykset [11]

Hitsausliitosten suunnittelussa kannattaa pyrkiä sijoittamaan liitokset kohtiin, joissa jännitysvaihteluvälit on mahdollisimman pienet. Tällä voidaan koko rakenteen väsymiskestävyyteen vaikuttaa suurestikin, koska hitsin väsymiskestävyys on yleensä perusmateriaalia pienempi.

3.6 Ruuviliitos

Ruuvien kuormitukseen vaikuttaa vetovoiman ja momentin lisäksi liitettävien osien konstruktio. Erilaisten liitostyyppien suuren määrän vuoksi tarkkojen kaavojen esittäminen kullekin tapaukselle on mahdotonta. Liitosten laskeminen hyvin tarkasti vaatisi elementtimenetelmän käyttöä. Tämä on kuitenkin usein tarpeetonta ja liian työlästä, jonka vuoksi käytetään likimääräisiä tuloksia antavia kaavoja. [15]

Standardissa SFS-EN-1993-1-8 määritellään ruuviliitoksille kiinnitysluokka väliltä A-E. Leikkausvoiman rasittamat kiinnitykset ovat luokissa A-C ja vetovoiman rasittamat jännitykset luokissa D ja E. Mitoitusta koskevat ehdot on taulukossa (Taulukko 3-4).

Taulukko 3-4: Ruuviliitoksen mitoitus ehdot [11]

Luokka	Ehto	Huomautuksia
Leikkausvoiman rasittamat kiinnitykset		
A Reunapuristustyyppinen kiinnitys	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Esijännitystä ei vaadita. Kaikki lujuusluokat 4.6...10.9.
B Käyttörajatilassa liukumisen kestävä kiinnitys	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{v,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Esijännitetyt lujuusluokkien 8.8 tai 10.9 ruuvit. Liukumiskestävyys käyttörajatilassa, ks. 3.9.
C Murtorajatilassa liukumisen kestävä kiinnitys	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd}$	Esijännitetyt lujuusluokkien 8.8 tai 10.9 ruuvit. Liukumiskestävyys murtorajatilassa, ks. 3.9. $N_{net,Rd}$ ks. 3.4.1(1)c).
Vetovoiman rasittamat kiinnitykset		
D Esijännittämätön ruuvi	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Esijännitystä ei vaadita. Kaikki lujuusluokat 4.6...10.9. $B_{p,Rd}$ ks. taulukko 3.4.
E Esijännitetty ruuvi	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Esijännitetyt lujuusluokkien 8.8 tai 10.9 ruuvit. $B_{p,Rd}$ ks. taulukko 3.4.
Vetovoiman mitoitusarvoon $F_{t,Ed}$ lasketaan mukaan vipuvaikutus, ks. 3.11. Ruuvit, joihin kohdistuu sekä leikkaus- että vetovoima tarkistetaan lisäksi taulukon 3.4 mukaiselle yhteisvaikutukselle.		

3.6.1 Taivutusvoiman kuormittama ruuviryhmä

Pelkän vetovoiman kuormittaman ruuviryhmän yhteen ruuviin kohdistuva voima saadaan laskettua yksinkertaisesti jakamalla voima ruuvien kesken [19]

$$F_{rN} = \frac{P}{n} \quad (3.6-1)$$

jossa F_{rN} on yhteen ruuviin kohdistuva vetovoima

P on ruuviryhmään kohdistuva kokonaisvoima

n on ruuvien lukumäärä

Taivutusvoiman kuormittaman ruuviryhmän tapauksessa (Kuva 3-27) yhden ruuvi-voiman laskemiseksi tarvitaan hieman monimutkaisempia laskelmia. Ruuveihin kohdistuvat ulkoiset voimat saadaan ratkaistua kimmoteorian mukaisesti. Ruuvivoimien laskemiseksi täytyy ensin selvittää jäykän päätylevyn neutraaliakselin paikka y_c . Se saadaan ratkaistua kaavasta [19]

$$\frac{b \cdot y_c^2}{2} + y_c \cdot \sum(A_j) - \sum(y_j \cdot A_j) = 0 \quad (3.6-2)$$

jossa b on laipan leveys

y_c on neutraaliakselin paikka

A_j on j :nen ruuvin jännityspoikkipinta-ala

y_j on j :nen ruuvin etäisyys reunasta

Tämän jälkeen lasketaan poikkileikkaukselle jäyhyysmomentti, joka koostuu neutraaliakselin toisella puolella puristetun laipan osuudesta ja toisella puolella vedettyjen ruuvien pinta-aloista: [19]

$$I = \frac{by_c^3}{3} + \sum A_j (y_j - y_c)^2 \quad (3.6-3)$$

Yksittäisen ruuviin kohdistuvan voiman suuruus kasvaa lineaarisesti ruuvien etäisyyden kasvaessa neutraaliakselista. Ruuvien kohdistuva voima lasketaan kaavalla [19]

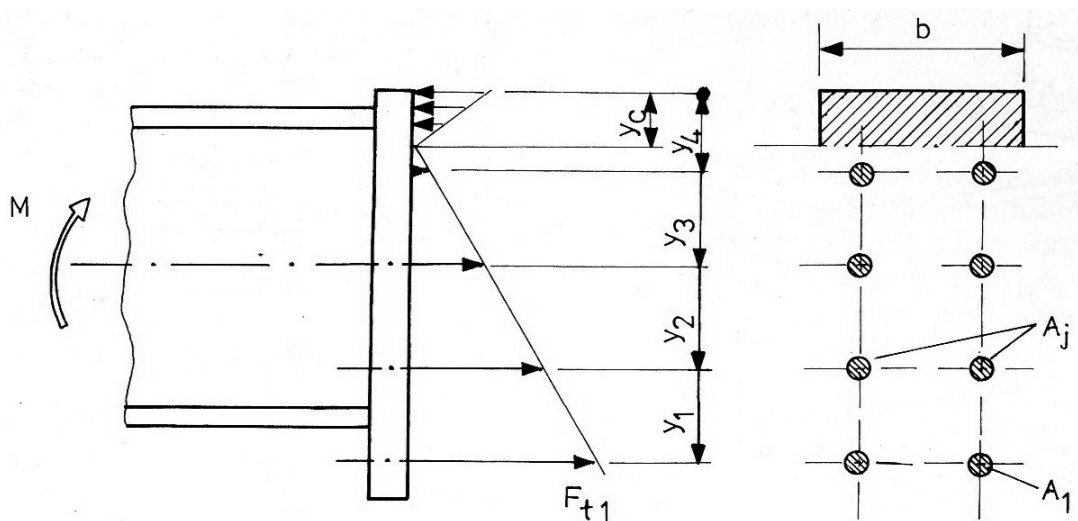
$$P_j = \frac{A_j (y_j - y_c)}{I} M \quad (3.6-4)$$

jossa P_j on j :teen ruuviin kohdistuva voima

A_j on j :nen ruuvin jännityspoikkipinta-ala

$(y_j - y_c)$ on j :nen ruuvien etäisyys neutraaliakselista

M on liitokseen kohdistuva taivutusmomentti



Kuva 3-27: Voimien jakaantuminen taivutuksessa [19]

3.6.2 Esikiristys

Ruuvien esikiristys on erittäin tärkeää varsinkin väsyttävän kuormituksen alaisena oleville ruuveille. Eri lähteissä on hieman erilailla määritelty esikiristysvoiman suuruus (osa perustuu murtolujuuteen, osa myötölujuuteen ja osa koejäännitykseen), mutta kaikissa arvot ovat kuitenkin noin

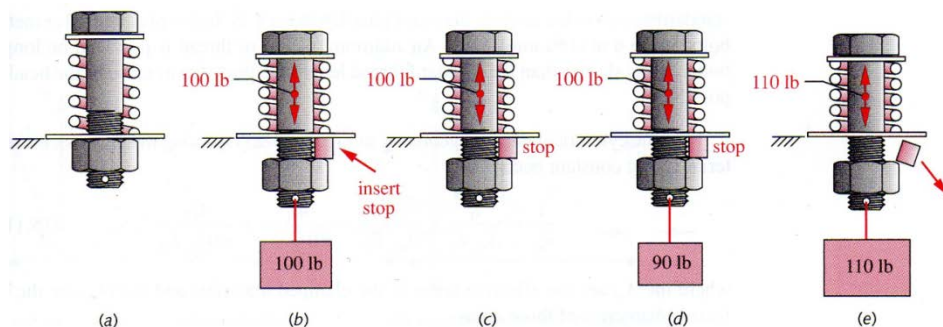
$$F_i = 0.7 * f_{ub} * A_t \quad (3.6-5)$$

jossa f_{ub} on ruuvien murtolujuus

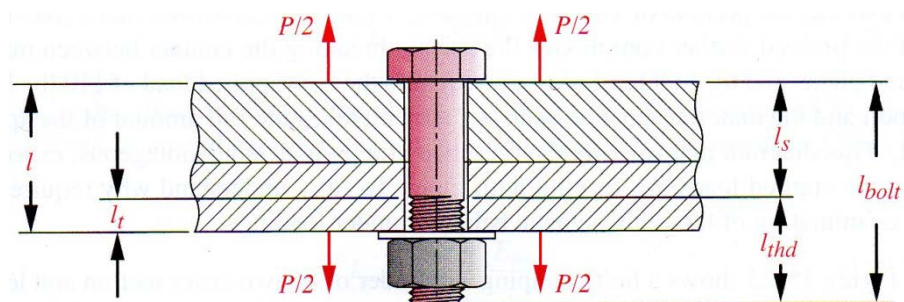
A_t jännityspinta-ala

Suuren esikiristuksen ansiosta ruuvien pettäminen käytön aikana on erittäin epätodennäköistä, jos se ei katkea jo esikiristuksen aikana. Tämä johtuu ruuvien ja alustan elastisesta käyttäytymisestä, kun ruuvia kiristetään ja kun siihen kohdistuu ulkoinen kuorma. [14]

Kaikilla materiaaleilla on jousivakio. Kiristettäessä ruuvia, se venyy ja kiinnitettävät osat puolestaan puristuvat kasaan. Kuvassa (Kuva 3-28) ruuvilla puristetaan jousia, joka vastaa teoriassa kuvan (Kuva 3-29) tilannetta. Aluksi (b) ruuvia vedetään 100 lb:n ($1 \text{ lb} \approx 4,45 \text{ N}$) voimalla alaspäin ja asetetaan väliin metallin palanen (sama kuin mutteria olisi kiristetty). Tämän jälkeen voima poistetaan (c), jolloin se kuvaa esijännitettyä ruuvi-alusta tilannetta. Ruuvissa on siis edelleen 100 lb:n vetojännitys ja jousissa puolestaan 100 lb:n puristusjännitys. Seuraavassa (d) kohdassa ruuviin kohdistetaan 90 lb:n voima, mutta esijännityksen vuoksi ruuvien jännityksenä säilyy edelleen 100 lb:tä. Kun kuorma ylittää 100 lb:tä (esikiristysvoiman) (e), ruuvien jännitys lisääntyy. Tästä syystä esikiristys on tärkeä väsyttävässä kuormituksessa, varsinkin jos kuormitusvaihteluita on paljon. [20]



Kuva 3-28: Ruuvien esijännitys [20]



Kuva 3-29: Ruuviliitos [20]

Ruuviliitoksen luotettavuuden parantamiseksi oikeanlainen esikiristys on tärkeä. Liian pienen esikiristyksen vuoksi

- liitospinnat saattavat irrota toisistaan aksiaalikuormituksessa
- jännitysamplitudi kasvaa
- ruuvi väsyä
- mutteri löystyy tärinän vuoksi
- liitos liukuu leikkauskuormien vuoksi.

Liian suuri esikiristys puolestaan lisää riskiä

- ruuvien ylikuormittumiselle ulkoisen kuormituksen aikana
- ruuvi saattaa löystyä ulkoisen kuormituksen alla plastisen venymisen vuoksi
- ruuvi voi murtua jo esikiristyksen aikana. [15; 17; 21; 22]

Kuvassa (Kuva 3-30) on esitetty ruuvien sekä kiinnitettävän osan venymät kuormituksen mukaisesti. Suora k_b esittää ruuvien jousivakiota ja k_m puolestaan kiinnitettävän osan jousivakiota. Kuvasta nähdään, että jännityksen alaisena ruuvien pituus kasvaa ja kiinnitettävät osat puolestaan puristuvat kasaan. Kiinnitettävien osien jousivakio on jyrkempi, koska oletetaan materiaalien olevan samoja, mutta ruuvien pinta-ala on pienempi. Esikiristyksen aikana muodonmuutokset tapahtuvat jousivakion mukaisesti ja asettuvat pisteisiin A ja B. Jousivakioiden erilaisuudesta johtuen ruuvi venyy enemmän kuin kiinnitettävät osat puristuvat. Kun lisätään ulkoinen voima, kaikkien osien muodonmuutos on yhtä suuri. Ruuvi venyy ja muut osat palautuvat puristuksista saman verran, kunhan voima ei ole niin suuri, että se saa aukaistua liitoksen. Muodonmuutokset aiheuttavat uudet jännitykset komponenteille. Liitettävien osien jännitys pienenee P_m verran ja siirtää pistettä kuvassa jousivakion suoraa pitkin kohtaan D, joka vastaa jännitystä F_m . Ruuvien jännitys puolestaan kasvaa P_b verran ja piste siirtyy jousivakion suoraa pitkin kohtaan C, joka vastaa jännityksen arvoa F_b . Ulkoinen voima P jakautuu siis ruuville (P_b) ja liitettäville osille (P_m). [20]

$$P = P_b + P_m \quad (3.6-6)$$

jossa P on ulkoinen voima

P_b on ruuviin tuleva voima

P_m on liitettäviin osiin tuleva voima

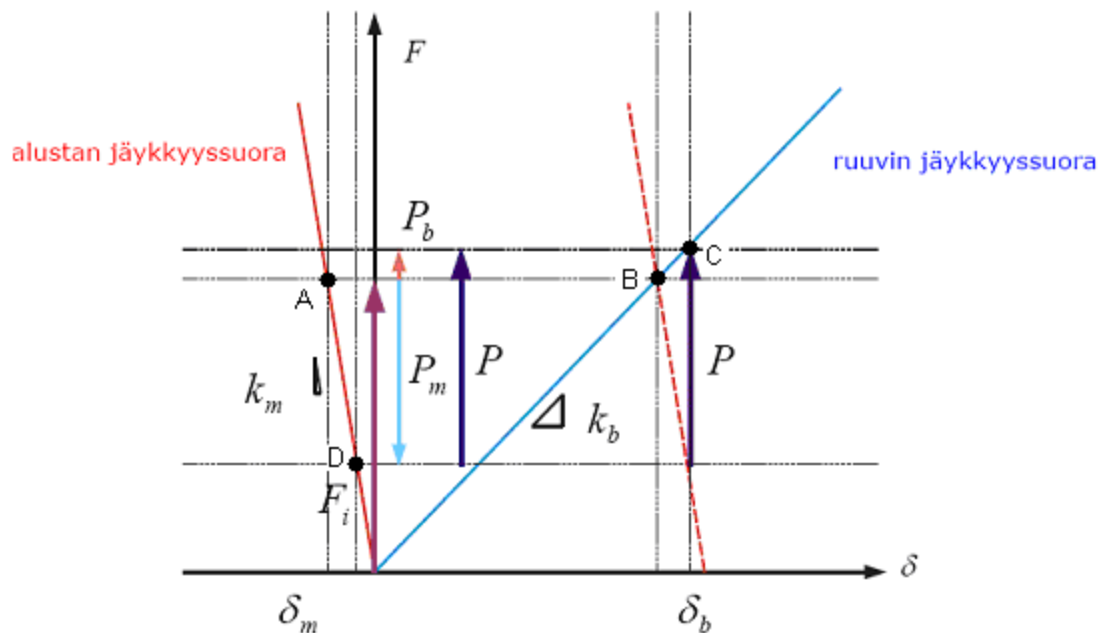
Liitettävien osien puristava voima F_m on nyt

$$F_m = F_i - P_m; \quad F_m \geq 0 \quad (3.6-7)$$

jossa F_i on esikiristysvoima

Ja ruuvien vetojännitys F_b on puolestaan

$$F_b = F_i + P_b \quad (3.6-8)$$



Kuva 3-30: Esikiristysten vaikutukset alustaan ja ruuviin [23]

Huomioitavaa on se, että alustan jousivakion ollessa suurempi, liitettävät osat otavat vastaan suurimman osan ulkoisesta kuormasta, jolloin ruuvien osuus tästä jää hyvin pieneksi. Tästä syystä aikaisemmin uskallettiin väittää, että jos ruuvi kestää esijännityksen, se ei petä ollenkaan. [20]

Jos ulkoinen kuorma P on riittävän suuri, liitettäviin osiin kohdistuva voima P_m nousee esikiristysten F_i tasolle, jolloin liitos aukeaa. Tällöin F_m on nolla ja koko ulkoinen voima kohdistuu ruuviin. Tämä on yksi syy lisää laittaa ruuville riittävän suuri esikiristys. [20]

3.6.3 Ruuvien jännitykset kiristämisen aikana

Vääntömomentilla kiristettäessä ruuviin syntyy myös vääntöjännitys, jonka suuruus riippuu nousukulmasta ja kierteen kitkasta. Liitosruuvien nousukulma on pieni, joten kierteen synnyttämä vääntömomentti metrisille ISO-kierteille ($\alpha_n = 60^\circ$) voidaan kirjoittaa muotoon [15]

$$M_G = \frac{1}{2} * d_2 * F_i * (1.155 * \mu_G + \frac{p}{\pi * d_2}) \quad (3.6-9)$$

jossa M_G on kierreestä johtuva vääntömomentti

d_2 on kylkihalkaisija

F_i on esikiristysvoima

μ_G on kierteen kitkakerroin

p on nousu

Vääntömomentista aiheutuu ruuviin vääntöjännitys

$$\tau = \frac{M_G}{W_p} = \frac{8 * F_i}{d_2 * \pi * d_1^3} * (1.155 * \mu_G + \frac{p}{\pi * d_2}) \quad (3.6-10)$$

jossa τ on vääntöjännitys

W_p on vääntövastus

d_1 on sisähalkaisija

Asennuksen lopussa ruuvissa vaikuttaa myös esikiristuksen suuruinen vetojännitys

$$\sigma_m = \frac{4 * F_i}{\pi * d_1^2} \quad (3.6-11)$$

jossa σ_m on ruuvien vetojännitys

F_i on esikiristysvoima

d_1 on sisähalkaisija

Vertailujännitykseksi muodonvääristymishypoteesin (von Mises) mukaan saadaan

$$\sigma_{ver} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau^2} = \sigma_m * \sqrt{1 + 3 * \left(\frac{\tau}{\sigma_m}\right)^2} \quad (3.6-12)$$

Yhdistetty jännitys ei saa ylittää arvoa $\sigma_{ver} = 0.9 * S_y$, joten sallituksi vetojännitykseksi esikiristuksen aikana saadaan

$$\sigma_M = \frac{0.9 * S_y}{\sqrt{1 + 3 * \left[2 * \frac{d_2}{d_1} * (1.155 * \mu_g + \frac{p}{\pi * d_2}) \right]^2}} \quad (3.6-13)$$

Suurin sallittu aksiaalinen vetovoima ruuville asennuksen aikana on tällöin

$$F_s = \sigma_M * A_s \quad (3.6-14)$$

jossa A_s on jännityspoikkipinta-ala

Toisin sanoen momenttikiristyksellä saatava esikiristys jää sitä pienemmäksi, mitä suurempia kierteen kitkakerroin ja nousukulma ovat.

3.6.4 Ruuvien esikiristysmomentti

Kiristettäessä ruuvia vääntömomentilla, sitä vastustaa kierteen nousun ja kitkan aiheuttaman vääntömomentin (kaava (3.6-10)) lisäksi kannan alla syntyvä kitkamomentti: [15]

$$M_k = \frac{1}{2} * \mu_k * D_{km} * F_i \quad (3.6-15)$$

jossa M_k on ruuvien kannan ja alustan välinen kitkamomentti

F_i on esikiristysvoima

μ_k on ruuvien kannan ja alustan välinen kitkakerroin

$D_{km} = \frac{d_k + D_b}{2}$ on keskimääräinen kitkan vaikutusympyrän halkaisija

d_k on kannan kantavan pinnan ulkohalkaisija

D_b on ruuvien reiän halkaisija

Edelliset yhtälöt yhdistämällä saadaan kokonaiskiristysmomentti

$$M_A = M_G + M_k = \frac{1}{2} * F_i * (1.155 * \mu_G * d_2 + \mu_k * D_{km} + \frac{p}{\pi}) \quad (3.6-16)$$

Asennuksessa syntyvä esikiristys voidaan laskea puolestaan kaavalla

$$F_i = \frac{2 * M_A}{1.155 * \mu_G * d_2 + \mu_k * D_{km} + \frac{P}{\pi}} \quad (3.6-17)$$

Tästä viimeistään nähdään, että esikiristysvoima on voimakkaasti riippuvainen vallitsevista kitkoista. Myös asennuksessa käytettävän kokonaiskiristysmomentin mittaamistarkkuus aiheuttaa suunniteltuun esikiristysvoimaan poikkeamaa. Suunnitellulle esikiristykselle tulee edellä mainituista syistä suurehko hajonta. [15]

Esikiristysvoimia ja kiristysmomenteja on myös taulukoitu valmiiksi erilaisilla kitkakertoimilla, erikokoisille ja lujuuksisille ruuveille (esimerkiksi lähde [24]).

3.6.5 Lisävoimakerroin

Venymän muutos voidaan merkitä [17; 20; 25]

$$\Delta \delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad (3.6-18)$$

josta saadaan

$$P_b = \frac{k_b}{k_m} * P_m \quad (3.6-19)$$

Kun tämä yhdistetään kaavaan (3.6-6), saadaan

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} * P = C * P \quad (3.6-20)$$

$$\Rightarrow C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad (3.6-21)$$

joissa P_b on ruuviin kohdistuva voima

k_b on ruuvin jousivakio (yhtälö (3.6-28))

k_m on alustan jousivakio (yhtälö (3.6-29))

P on ulkoinen voima

C on lisävoimakerroin

Lisävoimakerroin ilmaisee kuinka paljon ulkoisesta voimasta tulee ruuvin lisäkuormitukseksi. Nähdään siis, että ruuviin kohdistuva lisäkuormitus on sitä pienempi, mitä pienempi lisävoimakerroin C on. Tästä syystä varsinkin väsyttävän kuormituksen alaisena oleva ruuviliitos tulisi suunnitella ruuvin ja alustan jousivakioita silmällä pitä-

en. Jousivakioiden suhde (k_b / k_m) tulisi saada mahdollisimman suureksi, jolloin väsyttävän kuormituksen aiheuttama ruuvivoiman amplitudi saadaan pieneksi. [15]

3.6.5.1 Ruuvin jousivakio

Ruuvi venyy, kun sitä kiristetään. Venymäksi saadaan

$$\Delta l_{bv} = \frac{F_i}{k_b} \quad (3.6-22)$$

jossa Δl_{bv} on esijännitetyn ruuvin venymä

F_i on ruuvin esijännitysvoima

k_b on ruuvin jousivakio

Ruuvi koostuu monesta eri osasta, joita voidaan riittävällä tarkkuudella kuvata ympyrälieriöllä. Ruuvin eri osien venymät voidaan määrittää yhtälöllä

$$\Delta l_i = \frac{l_i * F_a}{E_b * A_i} \quad (3.6-23)$$

jossa Δl_i on ruuvin osan i venymä

l_i on ruuvin osan i pituus

F_a on ruuvin aksiaalivoima

E_b on ruuvin kimmokerroin

A_i on osan i poikkileikkauksen pinta-ala

Tästä saadaan osan i jousivakioksi

$$k_i = \frac{F_a}{\Delta l_i} = \frac{E_b * A_i}{l_i} = \frac{\pi * d_i * E_b}{4 * l_i} \quad (3.6-24)$$

jossa k_i on osan i jousivakio

A_i on osan i poikkileikkauksen pinta-ala

d_i on osan i halkaisija

Vapaan kierteitetyn osan halkaisijana käytetään kierteen sisähalkaisijaa. Kokonaisjousivakio saadaan laskettua sarjaan kytketyistä eli peräkkäisistä joustavista ruuvin osista.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_{gm}} + \frac{1}{k_k} + \sum \frac{1}{k_i} \quad (3.6-25)$$

jossa k_b on ruuvien kokonaisjousivakio

k_{gm} on mutterin ja sen sisällä olevan ruuviosan yhteinen jousivakio

k_k on kannan jousivakio

k_i on osan i jousivakio

Mutterin/kierrereian ja sen sisällä oleva ruuvien yhteinen jousivakio saadaan yhtälöstä

$$\frac{1}{k_{gm}} = \frac{0,5d}{E_b * \frac{\pi}{4} * d_1^2} + \frac{l_m}{E_b * A_n} \quad (3.6-26)$$

jossa d_1 on kierteen sisähalkaisija

A_n on nimellinen poikkipinta-ala

$l_m = 0,4 * d$ mutterille, jos kyseessä kierrereikä $l_m = 0,33 * d$

Standardoiduilla kuusio- ja kuusiokoloruuveille kannan jousivakioksi saadaan

$$\frac{1}{k_k} = \frac{l_{sk}}{E_b * A_n} \quad (3.6-27)$$

jossa kuusioruuvien kannan joustava pituus $l_{sk} = 0,5d$

kuusiokoloruuvien kannan joustava pituus $l_{sk} = 0,4d$

Lopulliseksi ruuvien jousivakion yhtälöksi saadaan

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_{sk}}{E_b * A_n} + \frac{0,5d}{E_b * \frac{\pi}{4} * d_1^2} + \frac{l_m}{E_b * A_n} + \sum \frac{l_i}{E_b * A_i} \quad (3.6-28)$$

[11; 15; 17; 25]

3.6.5.2 Alustan jousivakio

Liitettävien osien jousto määritellään redusoidun lieriön avulla. Siinä toisiinsa ruuvilla liitettyjen osien joustavuutta kuvataan saman aksiaalijoustavuuden omaavalla lieriöllä.

Alustan jousivakio k_m voidaan laskea yhtälöstä [15]

$$k_m = \frac{A_{red} * E_m}{l_k} \quad (3.6-29)$$

jossa A_{red} on redusoitu alustan joustolieriön poikkileikkausala

E_m on alustan kimmokerroin

l_k on liitettyjen osien paksuus

Redusoitu pinta-ala saadaan kaavasta

$$A_{red} = \frac{\pi}{4} * (d_k^2 - d_0^2) + \frac{\pi}{8} * d_k * (D_A - d_k) * (x + 2) * x \quad (3.6-30)$$

jossa d_k on ruuvin kannan kosketushalkaisija

d_0 on vapaareiän halkaisija

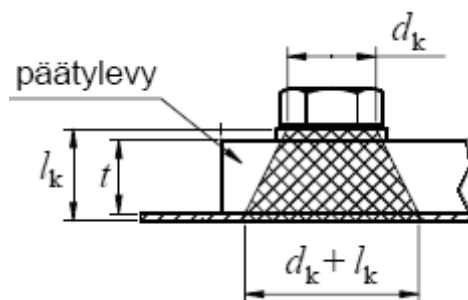
D_A on ulkohalkaisija,

$$\text{jos } D_A > d_k + l_k \Rightarrow D_A = d_k + l_k$$

$$\text{jos } D_A \leq d_k \Rightarrow A_{red} = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - d_0^2),$$

$$x = \left(\frac{l_k}{D_A} \right)^{0.2} \text{ kierrereikä-ruuvi-liitos}$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_k * d_k}{D_A^2}} \text{ mutteri-ruuvi-liitos}$$



Kuva 3-31: Puristuskartioon liittyviä mittoja

3.6.6 Liitoksen aukeaminen

Ruuviliitokselle on haitallista, jos liitospinnat aukeavat. Tällöin ruuvin jännitysvaihtelut kasvavat rajusti, liitospinnat alkavat kulua ja muuttuvasta kuormituksesta syntyy melua. Lisävoimakerrointa käyttäen saadaan määritettyä varmuuskerroin liitoksen aukeamista vastaan. [17]

Koska

$$P_b = C * P \quad (3.6-31)$$

seuraa yhtälön (3.6-6) perusteella

$$P_m = (1 - C) * P \quad (3.6-32)$$

josta saadaan yhtälöön (3.6-7) liittämällä

$$F_m = F_i - (1 - C) * P \quad (3.6-33)$$

Liitettävien osien aukeamisessa F_m on nolla, joten liitoksen aukeamiseen tarvittava voima on

$$P_0 = \frac{F_i}{1 - C} \quad (3.6-34)$$

jossa P_0 on liitoksen aukeamiseen tarvittava ulkoinen voima

F_i on esikivistysvoima

C on lisävoimakerroin

Varmuuskerroin aukeamista vastaan on silloin

$$N_s = \frac{P_0}{P} \quad (3.6-35)$$

jossa N_s on varmuuskerroin aukeamista vastaan

P_0 on liitoksen aukeamiseen tarvittava ulkoinen voima

P on liitokseen kohdistuva ulkoinen voima

[17; 20]

3.6.7 Ruuvien staattinen mitoitus

Tässä kappaleessa kerrottu ruuvien staattinen mitoitus perustuu Eurokoodi 3:n osaan SFS-EN-1993-1-8.

3.6.7.1 Leikkauskestävyys

Jos ruuvia kuormittaa leikkausvoima, sen täytyy olla pienempi kuin leikkauskestävyys ja reunapuristuskestävyys.

Ruuvien leikkauskestävyyttä ei tarvitse huomioida, jos kyseessä on esijännitetyillä ruuveilla toteutettu kitkaliitos. Kitkaliitoksessa pintojen kitka kantaa leikkausvoiman kokonaisuudessaan. Leikkauskestävyyden mitoitusarvo lasketaan kaavalla

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v * f_{ub} * A}{\gamma_{M2}} \quad (3.6-36)$$

jossa $F_{v,Rd}$ on leikkauskestävyys leikettä kohti

f_{ub} on ruuvien murtolujuus

γ_{M2} on osavarmuusluku

α_v on tapauskohtainen kerroin (arvot standardista SFS-EN-1993-1-8)

Suosittelavaa on käyttää osakierteisiä ruuveja, jolloin leikkaustaso saadaan ruuvien kierteettömälle osalle. Näin saadaan maksimoitua ruuvien leikkauskestävyys.

3.6.7.2 Reunapuristuskestävyys

Reunapuristuskestävyyden mitoitusarvon tulee olla suurempi kuin leikkausvoiman suuruus. Ruuvien reunapuristuskestävyyden mitoitusarvo saadaan yhtälöstä

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 * a_b * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} \quad (3.6-37)$$

jossa f_u on tarkasteltavan osan murtolujuus

d on ruuvien nimellishalkaisija

t on tarkasteltavan osan paksuus

γ_{M2} on osavarmuusluku

a_b , määrittäminen tarkemmin standardissa SFS-EN-1993-1-8

k_1 , määrittäminen tarkemmin standardissa SFS-EN-1993-1-8

e_1 ja p_1 ovat ruuvien reunaetäisyyksiä (katso kappale 3.6.9)

d_0 on ruuvien reiän halkaisija

Standardin mukaiset minimietäisyydet eivät ole optimaalisia reunapuristuskestävyyden kannalta (kestävyys noin 30 % optimaalisesti sijoitetun ruuvien kestävyydestä). Jos tilankäyttö ei muodostu ongelmaksi, reunapuristuskestävyys saadaan maksimoitua, kun ruuvien minimietäisyydet (katso SFS-EN-1993-1-8) toteuttavat ehdot

$$\begin{aligned} e_1 &\geq 3d_0 \\ e_2 &\geq 3,75d_0 \\ p_1 &\geq 1,5d_0 \\ p_2 &\geq 3d_0 \end{aligned} \quad (3.6-38)$$

Kun edellä olevien lausekkeiden ehdot toteutuvat, reunapuristuskestävyyden mitoitusarvon kaava saadaan sievennettyä muotoon

$$F_{b.Rd} = \frac{2,5 * a_b * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} \quad (3.6-39)$$

Tällöin reunapuristuskestävyyteen ei vaikuta ruuvien reunaetäisyydet. Näin ollen kriittisin ruuvi on se, johon kohdistuu suurin leikkausvoima. [11]

3.6.7.3 Vetokestävyys ja lävistymiskestävyys

Ruuviin kohdistuva aksiaalisen vetovoiman täytyy olla pienempi kuin ruuvien veto- ja lävistymiskestävyyksien mitoitusarvot:

$$F_{t.Ed} \leq F_{t.Rd} \quad (3.6-40)$$

$$F_{t.Ed} \leq B_{p.Rd} \quad (3.6-41)$$

jossa $F_{t.Ed}$ on ruuvien akselin suuntaisen voiman mitoitusarvo murtorajatilassa

$F_{t.Rd}$ on ruuvien vetokestävyyden mitoitusarvo

$B_{p.Rd}$ on ruuvien lävistymiskestävyyden mitoitusarvo

Ruuvien vetokestävyyden $F_{t.Rd}$ mitoitusarvoksi saadaan

$$F_{t.RD} = \frac{k_2 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} \quad (3.6-42)$$

jossa k_2 on kerroin, jonka arvot on määritetty standardissa SFS-EN-1993-1-8

f_{ub} on ruuvien murtolujuus

A_s on ruuvien jännityspinta-ala

γ_{M2} on kestävyysosavarmuusluku

Ruuvien kannan ja mutterin lävistymiskestävyyden mitoitusarvo saadaan kaavasta

$$B_{p.Rd} = \frac{0,6 * \pi * d_m * t_p * f_u}{\gamma_{M2}} \quad (3.6-43)$$

jossa d_m on lävistymishalkaisija, jonka arvoksi valitaan ruuvien kannan tai mutterin etäisimpien pisteiden väli (valitaan pienempi) ja avainvälin keskiarvo
 t_p on ruuvien kannan tai mutterin alla olevan levyn paksuus
 f_u on levyn nimellinen murtolujuus

3.6.7.4 Yhdistetty leikkaus- ja vetovoima

Kun ruuviin kohdistuu yhtäaikaaisesti leikkaus- ja vetovoima, mitoituksen on täytettävä seuraava ehto

$$\frac{F_{v.Ed}}{F_{v.Rd}} + \frac{F_{t.Ed}}{1,4F_{t.Rd}} \leq 1,0 \quad (3.6-44)$$

jossa $F_{v.Ed}$ on ruuviin kohdistuva leikkausvoima leikettä kohti murtorajatilassa
 $F_{v.Rd}$ on ruuvien leikkauskestävyyden mitoitusarvo leikettä kohti (katso kappale 3.6.7.1)
 $F_{t.Ed}$ on ruuviin kohdistuva akselin suuntainen voima murtorajatilassa
 $F_{t.Rd}$ on ruuvien vetokestävyyden mitoitusarvo (katso kappale 3.6.7.3)

3.6.8 Ruuvien väsymismitoitus

Vaihteleva ulkoinen kuormitus jakaantuu ruuville ja liitettävien osien välillä samalla lailla kuin aikaisemmin on esitetty. Ruuville tulee siis vain pieni osa vaihtelevasta kuormasta, koska esijännityksen vuoksi liitettävät osat ottavat vastaan suurimman osan ulkoisesta kuormasta. Esijännityksen vuoksi ruuville ei tule leikkausjännitystä, joten sen osalta ei synny myöskään väsyttävää kuormitusta. Esijännityksellä on siis merkittävä rooli nimenomaan ruuvien väsymisen kannalta.

Väsymismitoitus voidaan suorittaa standardin SFS-EN-1993-1-9 mukaisesti väsymisluokan perusteella, kuten aikaisemmin kappaleessa 3.4 on kerrottu.

3.6.9 Ruuvien reunaetäisyydet

Eurokoodi 3:n osassa SFS-EN-1993-1-8 on annettu rajoitukset ruuvien reunaetäisyyksille sekä ruuvien keskinäisille etäisyyksille. Lisäksi standardissa SFS-EN-1993-1-9 on väsyttävästi kuormitetuille ruuveille määrätty tapauskohtaisia ehtoja reunaetäisyyksille.

3.6.10 Liukumisen kestävä kiinnitys / kitkaliitos

Kitkaliitoksissa esijännitetyt ruuvit puristavat liitettävät osat yhteen, jolloin liitososien välinen kitka estää liukumisen. Kitkaliitoksen kestävyys riippuu liitospintojen kitkaker-
toimesta, ruuvien esijännitysvoimasta sekä liitettävien osien materiaaliominaisuuksista.
[11] Leikkausjännityksen alaisissa ruuviliitoksissa pääperiaatteena on käyttää kitkalii-
toksia kantamaan leikkausvoima.

Ruuviliitoksen liukumiskestävyuden mitoitusarvo esijännitetyille ruuveille (lu-
juusluokat 8.8 ja 10.9) saadaan kaavasta

$$F_{s.Rd.ser} = \frac{k_s * n_k * \mu}{\gamma_{M3.ser}} F_i \quad (3.6-45)$$

$$F_{s.Rd} = \frac{k_s * n_k * \mu}{\gamma_{M3}} F_i \quad (3.6-46)$$

joissa $F_{s.Rd.ser}$ on liukumiskestävyuden mitoitusarvo kiinnitysluokassa B

$F_{s.Rd}$ on liukumiskestävyuden mitoitusarvo kiinnitysluokassa C

k_s saadaan standardista SFS-EN-1993-1-8

n_k on kitkapintojen lukumäärä

μ on kitkakerroin, joka saadaan kokeellisesti määrittämällä (standardissa SFS-
EN-1993-1-8 on taulukoitu muutamia tapauksia)

γ_{M3} on osavarmuusluku murtorajatilassa (kiinnitysluokka C)

$\gamma_{M3.ser}$ on osavarmuusluku käyttörajatilassa (kiinnitysluokka B)

$F_i = 0,7 * f_{ub} * A_s$ on ruuvien esijännitysvoima

Yhdistetyssä leikkaus- ja vetovoiman tapauksessa liukumiskestävyuden mitoi-
tusarvoon on leikkausvoiman lisäksi otettava huomioon myös ruuviin kohdistuva veto-
voima $F_{t.ED}$ tai $F_{t.ED.ser}$:

$$F_{s.Rd.ser} = \frac{k_s * n * \mu}{\gamma_{M3.ser}} (F_i - 0,8 F_{t.ED.ser}) \quad (3.6-47)$$

$$F_{s.Rd} = \frac{k_s * n * \mu}{\gamma_{M3}} (F_i - 0,8 F_{t.ED}) \quad (3.6-48)$$

Liukumiskestävyttä ei kuitenkaan tarvitse pienentää, jos kyseessä on momentti-
liitos, jossa vetävä voima kompensoituu puristavan puolen kosketusvoimilla.

4 TELAKETJUALUSTAN SUUNNITTELU JA MITOITUS

Alavaunulle oli tehty alustava suunnitelma jo etukäteen. Se sisälsi lähinnä hahmotelman alavaunusta, jonka perusteella asiakkaalle on saatu tehtyä karkea hinta-arvio. Suunnitelma perustui asiakkaan vaatimuksiin ja koneen tulevaan käyttökohteeseen.

Työ kuitenkin tehtiin aivan alusta, silmälläpitäen alustavaa suunnitelmaa. Alavaunussa käytettäviksi komponenteiksi valittiin Bercon tuotteita, joten komponenttien valinnat etenivät heidän ohjeidensa mukaisesti.

Tuotteen kaupallisuudesta johtuen, kaikkia tuloksia ja ratkaisuja ei esitetä tarkasti tai lainkaan. Liitteestä 5 löytyy kuvia lopullisesta rakenteesta.

Työssä on soveltuvien osien otettu huomioon koneensuunnitteluopin perusrakenne lähtien asiakkaan vaatimuksista ja päätyen rakennevaihtoehtojen kautta yksityiskohtaiseen suunnitelmaan. [26]

4.1 Vaatimuslista

Johdannossa kerrottiin jo merkittävimmät vaatimukset traktoriin kiinnitettävälle telaketjualustalle eli alavaunulle. Traktori on pystyttävä kiinnittämään tukevasti telaketjualustaan siten, että se tarvittaessa voidaan irrottaa alustasta muuhun käyttöön. Ehdoton edellytys oli, että alavaunun raideleveyttä pitää pystyä muuttamaan. Kokemuksen perusteella päätettiin, että maksimi raideleveyden tuli olla noin 4300 millimetriä. Maantielain mukaan alavaunun maksimileveys kuljetustilanteessa sai olla korkeintaan 3500 millimetriä, jotta vältetään varoitusauton käytöltä [27]. Maantielaki rajoittaa myös koneen korkeutta. Suurin sallittu korkeus erikoiskuljetuksessa on 4400 millimetriä, johon pitää ottaa myös kuljetuslavetin korkeus huomioon [28].

Traktorin moottorissa ei ole riittävästi tehoa yhtäaikaaisesti ajovoimaan ja turvetyökaluille. Tästä syystä traktorin oman moottorin rinnalle päätettiin asentaa toinen moottori. Traktorin moottorilla käytetään turvetyökaluja ja lisämoottorilla käytetään ajovoimansiirtoa.

Vaatimuksena oli myös lisäpolttoainetankki. Lisääntyneen kulutuksen vuoksi ja pidemmän tankkausvälin saamiseksi, tankin kooksi valittiin 600 litraa, jolloin polttoainetta olisi käytettävissä yhteensä 1000 litraa. Lisätankin ansiota varsinainen työ sujuisi keskeytyksittä entistä pidempään.

Maavaraksi haluttiin noin 500 millimetriä, jolloin esteiden ylityksestä ja vähäisestä turvekenttään painumisesta ei tule ongelmia. Telojen nousuksi määritettiin noin

300-350 millimetriä, jolloin eteneminen on jouhevampaa myös koneen hieman upotessa turvekenttään.

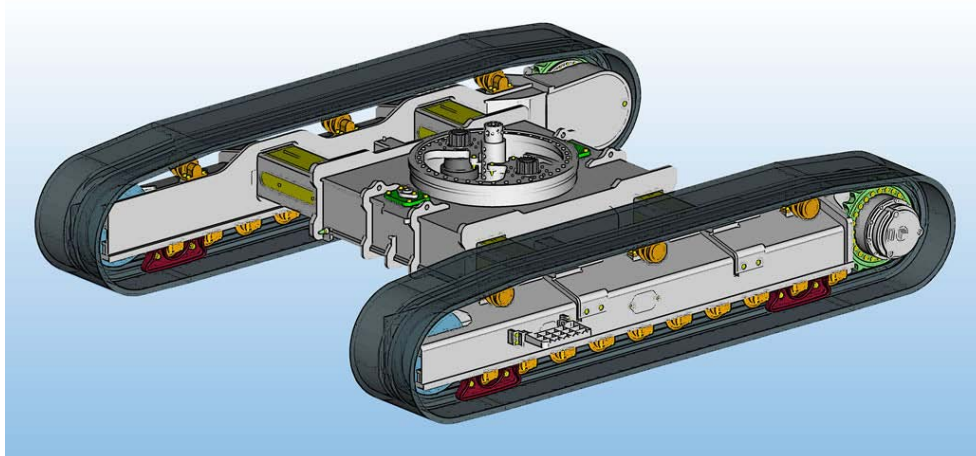
4.2 Vaihtoehtoisia rakenteita

Koneen raideleveyttä piti pystyä muuttamaan niin, että saavutetaan tielain mukainen kuljetusleveys ja toisaalta raideleveyttä haluttiin pystyä levittämään riittävän suureksi työskentelyä varten. Tielain määräämä maksimi leveys, jolloin ei tarvitse käyttää varoautoa, on 3500 mm. Kun huomioidaan valittu telakengän leveys (1200 mm, katso kapale 4.4.2), saadaan minimi raideleveydeksi 2300 mm. Maksimi raideleveys puolestaan määritellään kokemuksen perusteella ja sen arvo on 4300 mm (maksimi leveys on tällöin 5500 mm).

Raideleveyttä on siis pystyttävä muuttamaan. Mahdollisia toteutustapoja on muutamia erilaisia. Jokaisella on omat hyvät ja huonot puolensa. Yleensä levitykseen ja kavennukseen tarvittava voima saadaan hydraulisylintereiltä. Seuraavaksi esitellään eri vaihtoehtoja ja niiden soveltuvuutta tähän työhön.

4.2.1 Teleskooppi

Yksi vaihtoehto on teleskooppiset levityspalkit (Kuva 4-1). Siinä rungon vastakkaisilla puolilla on levityspalkit, jotka ovat kiinnitetty telarunkoon. Palkit ovat eri paksuisia, joten ne mahtuvat menemään sisäkkäin teleskoopin tavoin. Tätä vaihtoehtoa ei kuitenkaan voitu käyttää, koska palkit eivät pysyisi suurimmalla raideleveydellä sisäkkäin (kapein raideleveys rajoittaa palkkien pituutta). [29]

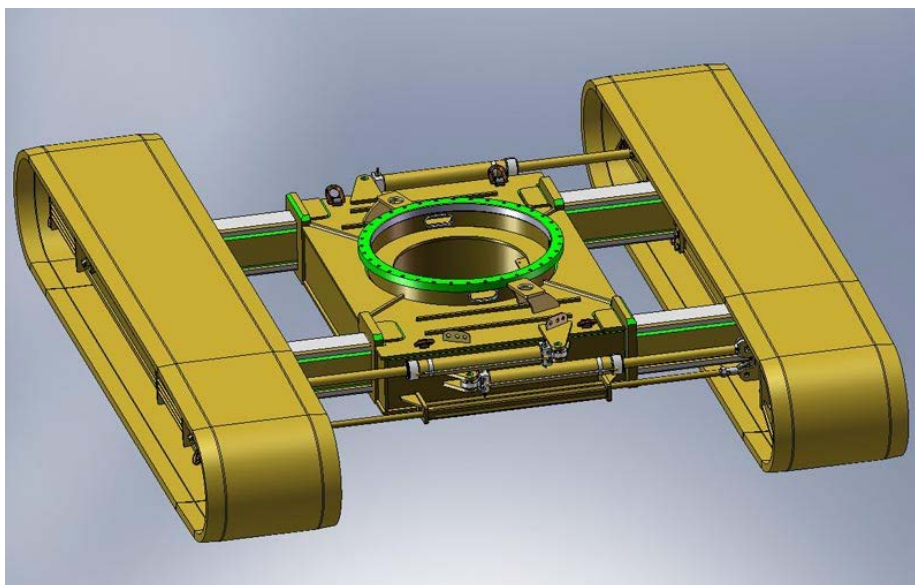


Kuva 4-1: Teleskooppiset levityspalkit [30]

4.2.2 Rinnakkaiset

Tässä konstruktiossa palkit asetetaan rinnakkain, jolloin palkeille saadaan pitkä liukuma ja voidaan käyttää samansuuruisia palkkeja (Kuva 4-2). Tällöin kuormitukset eivät kuitenkaan jakaudu symmetrisesti. Myös rungon pituus kasvaa, kun palkit asetetaan rinnakkain sen sisään. Tässä työssä rungon pituus tulee jo muiden vaatimusten johdosta

melko suureksi, joten sitä ei tarvitse enää kasvattaa rinnakkaisten palkkien vaatiman tilan vuoksi. Rinnakkaisilla palkeilla välykset ovat huomattavasti pienemmät kuin teleskoopipalkkien tapauksessa. Tämä rakenne valikoitui lopulta käytettäväksi, koska se täytti parhaiten alavaunulle asetetut vaatimukset. Tämä rakenne on yleisimmin käytetty myös muissa sovelluksissa. [28]



Kuva 4-2: Rinnakkaiset levityspalkit [Hägglom]

4.2.3 H-malli

Poiketen edellisistä vaihtoehdoista, H-mallin konstruktiossa palkit kiinnitetään keskirunkoon (Kuva 4-3). Näin saadaan aikaiseksi ratkaisu, jossa palkkien koot ja sijainnit ovat symmetrisiä. Nyt palkkien liukuminen ei tapahdu rungon sisällä vaan telarungon sisällä. H-malli on edellisiin rakenteisiin verrattuna kestävämpi ja komponenttien väliset välykset ovat pienemmät. Tämän vaihtoehdon rajoittava puoli, mistä syystä sitä ei voitu valita käytettäväksi, on pieni raideleveyden muutosmahdollisuus (telarungon leveys). Tämä kuitenkin on hyvä ratkaisu koneisiin, joissa tarvitaan vain kohtuullisen pientä levitysmahdollisuutta. [28]



Kuva 4-3: H-mallin alavaunu [29]

4.2.4 Taittuvat palkit

Taittuvien levityspalkkien (Kuva 4-4) idea poikkeaa täysin edellisistä rakenteista. Nyt levitys ei tapahdu liukuvien palkkien avulla, vaan palkit ovat nivelletty kiinni sekä runkoon että telarunkoon. Levityspalkkeja kääntämällä saadaan raideleveyttä muutettua. Tällä rakenteella saavutetaan kompakti ja symmetrinen rakenne ja tarvittaessa sillä päästään suuriin raideleveyksiin. Rakenne on kuitenkin paljon monimutkaisempi kuin edellä kuvatut rakenteet. Levitykseen käytettävä mekanismi on nivelnelikulmio. Ratkaisu on hyvä, kun työskentely tapahtuu aina levitetyssä asennossa. Tätä ratkaisua ei voitu valita käytettäväksi, koska osa työskentelystä tapahtuu kapealla raidevälillä, jolloin suuri osa koneen painosta on takana. Myös leveät telakengät hankaloittavat tämän rakenteen käyttöä. [28]



Kuva 4-4: Taittuvat levityspalkit [29]

4.3 Alavaunun koko

Ensimmäisenä vaiheena oli alavaunun koon määrittäminen. Koneen kokonaispainon työkaluineen arvioitiin olevan reilu 20 tonnia. Tämän perusteella kuvasta (Kuva 2-2) katsotaan tarvittava koko. Koon valinnassa konetyyppinä käytetään luokkaa I. Tämä perustuu siihen, että kyseessä on traktorimainen kone, jolla ajetaan paljon, mutta sillä ei varsinaisesti pusketa mitään. Lisäksi konetyypin valinnassa hyödynnettiin Hägglblomilta löytyvää kokemusta. Näillä ehdoilla koneen kooksi saadaan Bercon määritelmän mukaan 9. Konetyypin valinta ei ole kuitenkaan täysin selkeä ja vaihtoehtoisen konetyypin (crawler tractors) mukaan kokoluokka pitäisi olla suurempi. Bercon määritelmässä kokoluokka 9 on vielä jaettu osakokoluokkiin, joten valitaan käytettäväksi näistä suurin eli kokoluokka 9.6.

Akseliväliksi saatiin noin 4500 mm, joka perustuu muun muassa traktorin tarvitsemaan tilaan sekä siihen, että pintapaine saadaan riittävän pieneksi.

4.4 Alavaunun komponenttien valinta

Muiden telaketjualustaan liittyvien komponenttien valinnat eivät poikkea kappaleessa 4.2 kuvattujen rakenteiden välillä. Seuraavaksi on valittu peruskomponentit telaketju-

alustaan. Valinta tapahtui Häggblomin käyttämän valmistajan (Bercon) ohjeiden mukaisesti ja heidän valmistamillaan komponenteilla.

4.4.1 Perusketju

Alavaunun koon perusteella perusketjun lenkin kooksi valitaan Bercon taulukon mukaan 190 mm. Taulukosta saadaan myös muita perusketjun mittoja, joita tarvitaan myöhemmin. Ketjuksi valitaan voideltu ketju, koska ajoa on todella paljon. Näin kuluminen saadaan pysymään mahdollisimman pienenä huolimatta suuresta ajomäärästä.

4.4.2 Telakenkä

Oleellinen ominaisuus telakenkiä valitessa on niiden leveys. Mitä leveämpi telakenkä, sitä pienempi pintapaine maahan kohdistuu. Turvekentän sallittua pintapainetta voidaan arvioida taulukon (Taulukko 2-3) perusteella. Sallittu pintapaine pehmeällä alustalla sijoittuu välille 10 kPa – 30 kPa, ja sen voidaan olettaa olevan noin 20 kPa (Häggblomin kokemuseräinen tieto). Taulukkoon (Taulukko 4-1) on laskettu tarvittavan telakengän leveys muutamalla eri pintapaineella. Se on laskettu kaavan (2.3-2) mukaisesti käyttämällä koneen massana 22000 kg ja akselivälinä 4500 mm.

Taulukko 4-1: Sallitun pintapaineen vaikutus telakengän leveyteen

Sallittu pintapaine	Telakengän leveys
15 kPa	1600 mm
20 kPa	1200 mm
25 kPa	960 mm
30 kPa	800 mm

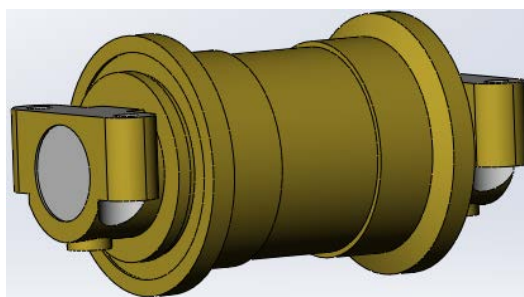
Telakengän leveys saa kuitenkin olla maksimissaan noin 1200 mm, koska tätä suuremmilla leveyksillä telapulttien kestävyudessa tulee ongelmia. Lisäksi valmistajat eivät pysty tekemään leveämpiä telakenkiä muuten kuin käsityönä, jolloin hinta nousee. Näiden perusteella telakengän leveydeksi valittiin 1200 mm.

Telakengän valinnassa tarkastelun kohteena on myös telakengän antama pito ja sen aiheuttama vastus käänöksissä. Turvekentällä alusta on pehmeä, jonka perusteella hyvän pidon saaminen edellyttää vähäharjaista telakenkää. Toisaalta vähäharjainen telakenkä aiheuttaa suuremman vastuksen käänöksissä. Telakengän harjojen lukumäärän valinnassa harvoin löytyy yhtä oikeaa ratkaisua. Tässä tapauksessa lopulta päädyttiin valitsemaan kaksiharjainen telakenkä, jolloin saavutetaan hyvä kompromissi molemmissa ominaisuuksissa.

4.4.3 Alarulla

Alarulla (Kuva 4-5) saadaan valittua myös alavaunun koon perusteella. Bercon taulukosta valitaan tähän soveltuva alarulla.

Alarullien lukumäärä määräytyy kappaleessa 2.3.2 esiintyvän mitoitusohjeen perusteella. Häggblomilta löytyvän asiantuntijuuden perusteella käytetään Bercon suositusohjeesta poiketen hieman suurempaa alarullien välistä etäisyyttä. Näin tehdessä kosketus pysyy kuitenkin edelleen hyvänä johtuen suhteellisen tasaisesta maastosta, jossa konetta tullaan käyttämään.

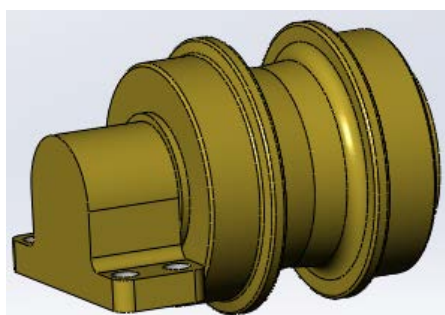


Kuva 4-5: Alarulla

4.4.4 Ylärulla

Ylärullan (Kuva 4-6) tilalla voitaisiin käyttää liukupintaa, jolloin rakennetta saataisiin matalammaksi. Tämä olisi tarpeellista, mutta suuren ajomäärän vuoksi rullien käyttö on kuitenkin ehdotonta. Valinta perustuu jälleen Bercon taulukkoon, josta ylärulla valitaan koneen koon perusteella.

Ylärullien lukumääräksi kappaleen 2.3.3 ohjeiden mukaan saatiin kaksi. Keskimääräinen etäisyys on silloin 1500 mm (akseliväli 4500 mm). Etäisyydet eivät kuitenkaan ole täysin edellä mainittu, vaan ylärullat sijoitetaan muuhun rakenteeseen sopivasti, kuitenkin niin, ettei ohjemitasta poiketa paljoa.

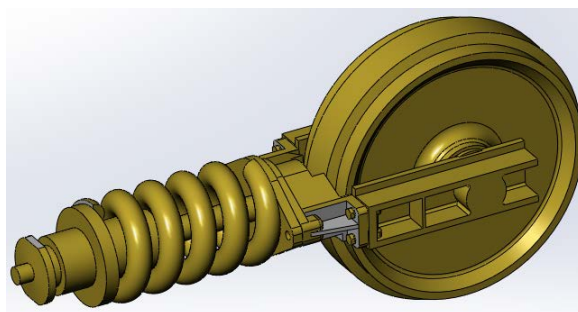


Kuva 4-6: Ylärulla

4.4.5 Etupyörä

Etupyörän konstruktion (Kuva 4-7) kuuluu etupyörän lisäksi telankiristysjousi, jolla pidetään telaketju kireänä. Siihen kuuluu myös säädin (rasvasylinteri), jolla jousen esikiristystä voidaan säätää täyttämällä sylinteriä rasvalla.

Myös tämä koko konstruktio saadaan valittua Bercon taulukoista kyseessä olevaan tapauksen mukaan huomioiden ketjun vaatima minimihalkaisija.

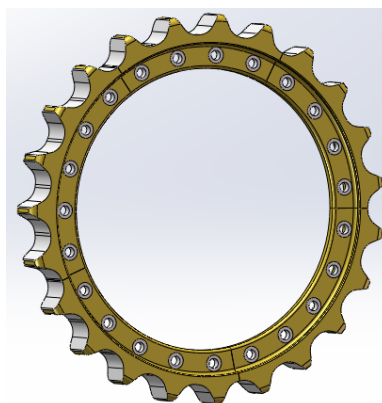


Kuva 4-7: Etupyörän konstruktio

4.4.6 Vetopyörä

Voideltua ketjua käytettäessä kuluminen ei ole voimakasta. Koska voimat tällä koneella eivät ole kovin suuria, voidaan vetopyörä koota segmenteistä (Kuva 4-8). Tällöin vetopyörästä voidaan vaihtaa vain kuluneet segmentit ja kaiken lisäksi tämä voidaan tehdä työmaalla irrottamatta telaketjua.

Vetopyörän segmenttien valinta perustuu jälleen Bercon ohjeisiin ja ne saadaan valittua heidän taulukoiden perusteella.

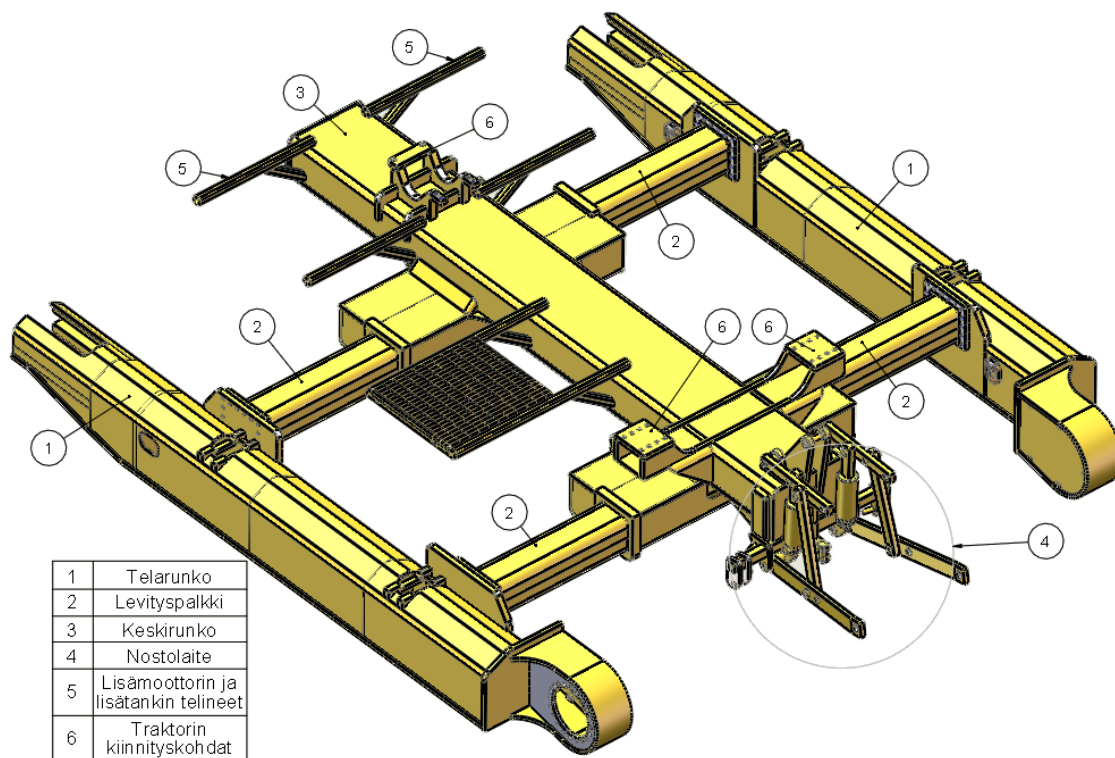


Kuva 4-8: Segmenteistä koottu vetopyörä

4.5 Teräsrakenteet

Suunniteltavana oleva telaketjualusta on yksittäinen erikoiskappale. Tästä syystä teräsrakenteiden mitoitus ei ole kannattavaa hioa täysin optimaaliseksi. Suunnittelussa onkin tähdätty siihen, että jännitysten arvot pysyisivät yleisesti alle väsymiskestävyyden arvojen, mutta materiaalia ei kuitenkaan tule liikaa. Alla esitellyn koko runkorakenteen painosta olisi mahdollista pudottaa joitakin satoja kiloja, mutta sillä ei olisi juurikaan merkitystä yhteensä yli 20 tonnin painoisessa koneessa. Näin ollen on pidetty parempana sallia hienoinen lisäpaino, kun samalla saadaan myös paremmin väsyttävää kuormitusta kestävä rakenne.

Tässä kappaleessa käydään yksitellen läpi kaikkien teräsosien rakenteet. Kuvas-
sa (Kuva 4-9) on esitetty käsiteltävien osien sijainnit rakenteessa.



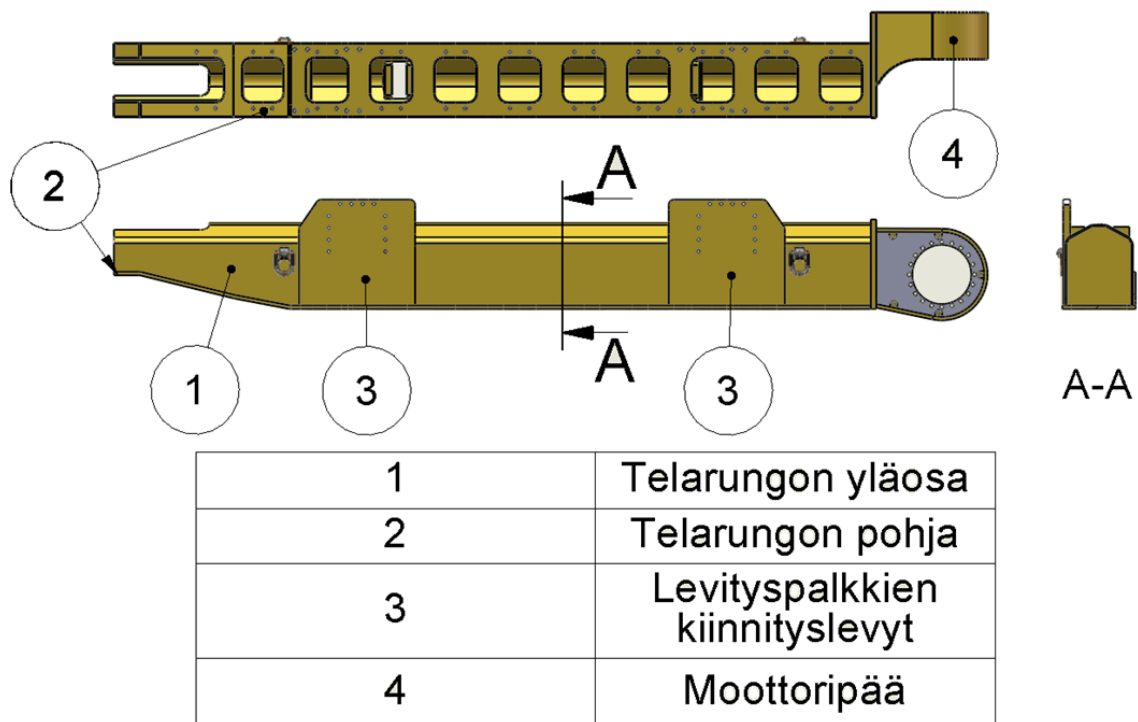
Kuva 4-9: Teräsrakenteet

4.5.1 Telarunko

Telarungolle tulee vaatimuksia komponenttivalinnoista. Esimerkiksi etupyörän ulkomitat ja sen liikevaatimukset määräävät telarungon profiilin minimikoon. Etupyörän korkeus maasta määräytyy teloihin halutun nousun perusteella, jolloin myös telarungon minimi korkeus määräytyy sen perusteella.

Maa-aineksen ei haluttu jäävän telarungon päälle, joten yläosasta (Kuva 4-10, kohta 1) piti tehdä vino. Korkeus kuitenkin piti yrittää pitää mahdollisimman matalana, joten etupyörän vaatimukset huomioon ottaen päädyttiin kaarevaan yläpintaan.

Telarungon yläosa tehdään särmätystä levystä. Tällöin hitsausaumoja on mahdollisimman vähän. Muoto on siis lähestulkoon u:n mallinen. Telarungon pohja (2) tehdään paksummasta levystä, joka särmätään niin, että haluttu nousu saadaan aikaiseksi. Alarullat kiinnitetään suoraan pohjalevyyn. Pohjalevyyn tehdään aukot alarullien kohdille niiden vaatiman tilan vuoksi. Lisäksi telarunkoon laitetaan jäykisteitä vääntöjäykkyyden lisäämiseksi ja etupyörän jousen kiinnityskohdaksi. Levityspalkkien kiinnityskohdiksi telarunkoon hitsataan paksummasta levystä tehdyt laput (3), joihin levityspalkit kiinnitetään ruuviliitoksella. Lisäksi ajovaihteelle ja hydraulimoottorille tehdään telarungon takapäähän kiinnityskohta (4).



Kuva 4-10: Telarunko

4.5.2 Levityspalkit

Levityksen konstruktioksi valittiin rinnakkaiset palkit, jolloin kaikki palkit voivat olla samankokoisia. Levityspalkin olisi voinut tehdä hitsattuna kotelopalkkina, joissa laipat ja uumat hitsataan toisiinsa kiinni. Tällaista rakennetta käytetään yleensä, kun on kyseessä suuret kuormat. Tässä tapauksessa kuitenkin kuormituksen suhteellisen pienuuden vuoksi voidaan käyttää kahta u-palkkia hitsattuina yhteen. Tällöin saadaan hitsausauma kotelopalkin keskelle, neutraaliakselille, jolloin koneen massan aiheuttamat taivutusjännitykset ovat teoriassa nolla. Toki jännityksiä tulee hitsausliitoksen kohdalle muun muassa käännosten aiheuttamista taivutusjännityksistä. Levityspalkin toiseen päähän hitsataan laippa ruuviliitosta varten.

Levityspalkin pyöreä muoto vähentää jännityksiä liitoskohdissa. Suoraa osuutta tarvitaan kuitenkin mahdollisimman paljon, jotta kosketuspintaa levityspalkin ja rungon välillä olisi riittävästi.

Levityspalkit kiinnitetään ruuviliitoksella telarunkoihin. Keskirungossa on jokaiselle levityspalkille oma kotelonsa, joiden sisällä levityspalkit pystyvät liikkumaan (Kuva 4-12, kohta 2). Monissa koneissa käytetään liukupaloja vähentämään kitkaa ja estämään varsinaisen koneen kulumista liukumistilanteissa. Tämän tyyppisissä telaketjuelustoissa on kuitenkin kokemuseräisesti todettu, että liukupaloja ei ole tarpeellista käyttää. Pinnat siis liukuvat metalli vastaan metallia. Kotelon ja telapalkin välyksillä on merkitystä varsinkin nostureissa, jolloin pienikin liikkahdus telarungossa aiheuttaa suuren muutoksen nosturin maston päässä. Koska kyseessä on kuitenkin täysin erityyppinen kone, välyksillä ei ole suurta merkitystä, jolloin vältetään myös tarkalta koneistamiselta.



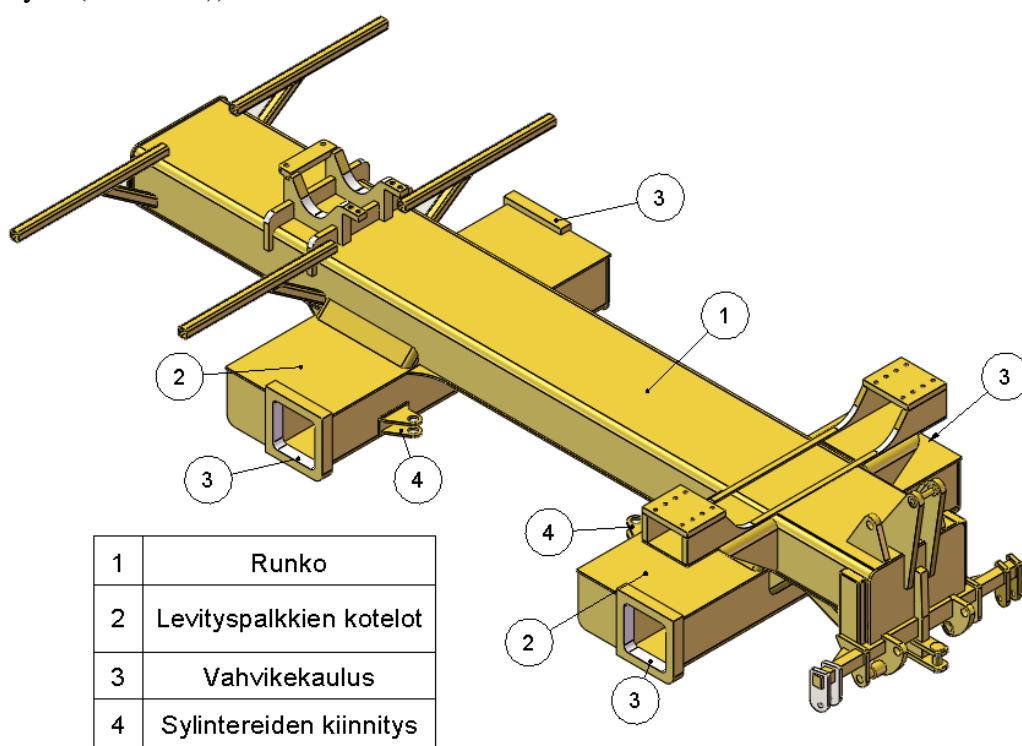
Kuva 4-11: Levityspalkki

4.5.3 Runko

Rungon (keskirungon) rakenne on suunniteltu yksinkertaiseksi ja vähän hitsausta tarvitseväksi. Se koostuu kotelopalkeista, joihin levityspalkit menevät sisään (Kuva 4-12, kohta 2) ja yhdestä isommasta kotelopalkista (1), joka toimii varsinaisena runkona. Kaikissa kotelopalkeissa osa rakenteesta on särmättyä levyä, jolloin hitsausseamien määrä vähenee.

Levityspalkkien koteloihin on lisätty vahvikkeet kosketuskohtiin. Koteloiden suuaukoille on lisätty vahvikekaulus (3) ja kotelopalkin sisälle keskikohdalle alareunaan vahvikelevy.

Muita runkoon kiinnitettäviä osia ovat levityssylintereiden kiinnitykset (4), nostolaite, traktorin kiinnitykset sekä lisätankin ja toisen moottorin kiinnitykset (katso myös (Kuva 4-9)).



Kuva 4-12: Runko

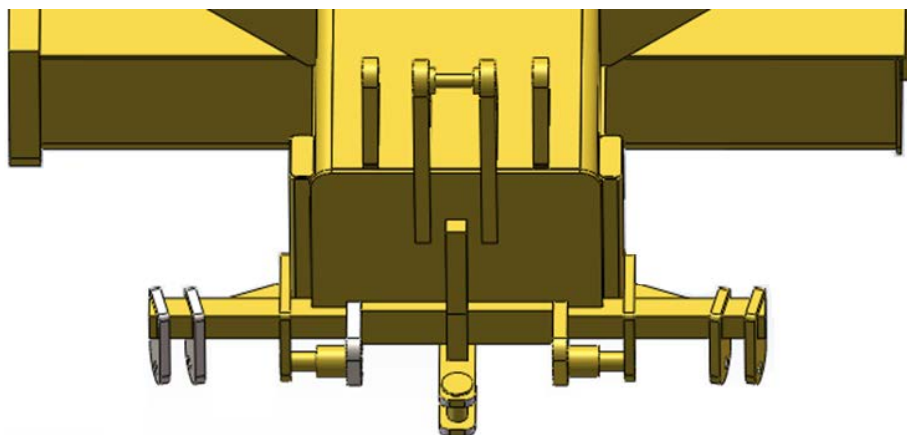
4.5.3.1 Nostolaite

Nostolaite (Kuva 4-9, kohta 4) on tärkeä osa kokonaisuutta. Sen kautta turvetyössä käytettävät laitteet yhdistetään muuhun koneeseen. Tarkoituksena on, että traktorin perässä olevaa nostolaitetta ei käytetä, jolloin traktoriin ei kohdistu ulkoisia voimia. Sen sijaan tela-alustan runkoon tehdään vastaavanlainen nostolaite, johon turvetyölaitteet kiinnitetään. Tällöin traktorin kiinnitys runkoon ei ole yhtä kriittinen ja voimat saadaan suoraan kohdistumaan tela-alustan runkoon.

Nostolaitteen kiinnityskohdat (Kuva 4-13) suunniteltiin traktorissa olevia kiinnityskohtia mukaillen. Tällöin voidaan hyödyntää traktorista nostolaitteen varret, sylinterit ja muut irrotettavat osat. Nostolaitteessa tarvittava hydraulikka otetaan edelleen trak-

torista. Myös traktorin perässä olevaa voiman ulostuloa hyödynnetään edelleen. Periaatteessa nostolaite vain siirretään traktorista tela-alustan runkoon. Haasteita suunnitteluun kuitenkin tuo korkealle nouseva traktorin perän ulostulo sekä joidenkin osien kiinnitysten yksityiskohdat, koska traktoreiden valmistajat eivät halua antaa mitään rakenteellisia tietoja.

Rungon peräosaan lisätään myös vetokoukku. Vetokoukuksi laitetaan yksinkertaisempi ratkaisu kuin traktorissa. Tämän käyttäjäystävällisempi (eli monimutkaisempi) ratkaisu ei ole tarpeen, koska vetokoukkuja käytetään hyvin harvoin.



Kuva 4-13: Nostolaitteen kiinnityspisteet

4.5.3.2 Traktorin kiinnitys

Vaativuutena traktorin kiinnittämisessä tela-alustan runkoon oli tehdä kiinnitys niin, että se on myöhemmin helposti irrotettavissa. Päädyttiin siis ruuviliitokseen, jossa kaksi kiinnityskohtaa löytyy taka-akselin alueelta ja yksi kiinnityskohta etuakselin kohdilta (Kuva 4-9, kohta 6). Rakenne on sellainen, että sitä on mahdollista hyödyntää myöhemmin myös muun mallisissa traktoreissa. Tätä ratkaisua ei kuitenkaan haluta tämän enempää tuoda julki.

4.5.4 Muut osat

Vaativuuksissa oli esitetty tarve toiselle moottorille ja lisätankille. Ne tullaan kiinnittämään alavaunun keskirunkoon traktorin moottorin molemmille puolille (Kuva 4-9, kohta 5). Lisäksi alavaunuun on suunniteltu rutilätaoja / -askelmia liikkumisen helpottamiseksi.

Raideleveyden muutokseen käytettävät hydraulisylinterit sijoitetaan levityspalkkien koteloiden väliin, jolloin maakosketus ei vahingoita niitä. Sylintereiden mitoitus on tehty paikallaan tapahtuvan levityksen/ kavennuksen mukaan, mutta käytännössä koneella ajetaan samalla kun raideleveyttä muutetaan. Sylintereiden mitoituslaskelmat löytyvät liitteestä 4. Niiden mukaan männän halkaisijaksi tulee 80 millimetriä, männänvarren halkaisijaksi 45 millimetriä ja levitykseen tarvittava iskunpituus on 1000 milli-

metriä eli sylintereiden mitat ovat 80x45-1000. Mitoituksessa on huomioitu, että sylintereillä pitää onnistua sekä levitys että kavennus.

4.6 Teräsrakenteiden kestävyys

Tarkastelun kohteena oli alavaunun staattinen kestävyys ääritilanteissa. Rakenteen jännitykset tai jännitysvaihteluvälit pyrittiin saamaan alle väsymislujuusarvojen, jolloin erillistä väsymislaskentaa rakenteelle ei tarvinnut tehdä. Laskennassa käytettiin sekä teoriaosassa esitettyjä laskentamenetelmiä että FEM-ohjelmaa, joka oli Solidworks mallinnusohjelmaan integroitu Simulation lisäosa.

Tässä tarkastelussa on tutkittu ainoastaan teräsrakenteen lujuutta. Telarullien, etupyörien, vaihteiden ym. telastoon liittyvien osien valinnassa ja mitoituksessa on käytetty kyseisten komponenttien valmistajien ohjeita.

4.6.1 Kuormitustapaukset

Kestävyyttä analysoitiin ääritapauksissa, joissa staattiset rasitukset ovat suurimmillaan. Tällaisia kuormitustilanteita ovat

- paino keskimmaisilla alarullilla
- toinen tela jumissa ja toinen pitävällä alustalla
- telojen ääripäät kantavat kuorman (toisen telarungon etupää ja toisen telarungon takapää)
- vetokoukulla vedettäessä peräkärri tai jokin muu vastaava jää jumiin

Kaikissa edellä olevissa tapauksissa oletetaan turvetyökalun olevan nostettuna (lukuun ottamatta vetokoukun tapausta), jolloin se aiheuttaa suurimman mahdollisen kuormituksen. Väsyttävän kuormituksen jännityksiä ajatellessa on huomioitava, että jännitysvaihtelut ovat normaalikäytössä pienemmät kuin ääritilanteista saadut jännitykset.

Kaikissa teräsosissa materiaalina käytetään S355K2+N rakenneterästä (Taulukko 4-2).

Taulukko 4-2: Materiaaliominaisuudet

Materiaali	Tiheys	Myötöraja	Murtolujuusalue
EN 10025-2 S355K2+N	7850 kg/m ³	355 MPa	510...650 MPa

4.6.2 Teoriaan perustuva laskenta

Liitteessä 1 on laskettu Mathcad -ohjelmalla teoriaosan mukaisesti rakenteen kestävyyttä. Laskentaa varten on jouduttu tekemään yksinkertaistuksia, jonka vuoksi laskelmat

eivät välttämättä anna tarkkoja tuloksia. Yksinkertaistuksien vuoksi muun muassa epä-jatkuvuuskohdat eivät tule laskelmiin mukaan, joten kriittisimmät kohdat rakenteessa onkin tutkittava FE-analyysillä. Laskelmien mukaan kuitenkin löydetään rakenteen kriittisiä kohtia ja saadaan jonkinlaista vertailukohtaa rakenteen kestävydestä.

Tarkastelun kohteeksi on otettu keskirunko, telarungot ja levityspalkit. Käytettävät kuormitustapaukset ilmoitetaan jokaisen tapauksen kohdalla erikseen. Liitteen 1 tulosten mukaan näiden kaikkien poikkileikkaukset kuuluvat poikkileikkausluokkaan 1 tai 2. Tästä seuraa, että lommahdus ei rajoita niiden kestävyttä, jolloin poikkileikkauksen koko bruttopinta-alaa voidaan hyödyntää myös niiden tehollisena pinta-alana. Laskelmien mukaan myöskään leikkauslommahdus ei ole kriittinen tekijä näillä poikkileikkauksilla, eikä sitä näin ollen tarvitse huomioida. Tuloksia tarkasteltaessa on muistettava huomioida, että jännitysten tulisi pysyä riittävän alhaisina väsytykskestävyyttä ajatellen. Tästä syystä tarkasteltavien staattisten tapausten varmuuskertoimetkin ovat hieman suurempia.

4.6.2.1 Keskirunko

Laskennassa käytetty malli on yksinkertaistettu muoto keskirungosta. Siinä on jätetty pois levityspalkkien kotelot ja sijoitettu niiden tilalle nivelöidyt tukipisteet.

Tulosten mukaan keskirungon kriittisimmäksi kohdaksi saadaan taaimmaisen tuen kohta. Sillä kohdalla sekä taivutusmomentti että leikkausvoima ovat suurimmillaan.

Keskirungon poikkileikkauksen leikkauskestävyys on selvästi suurempi kuin mitoituksessa käytetty leikkausvoima (varmuuskerroin noin 15,4). Koska leikkauslommahdusvaaraa ei ole, kappaleen 3.3.4.4 mukaan leikkausvoiman mitoitusarvon ollessa alle puolet leikkauskestävyydestä, leikkausvoimaa ei tarvitse huomioida pienentävänä tekijänä taivutuskestävyyttä laskettaessa. Toisin sanoen niiden yhteisvaikutusta ei tarvitse ottaa huomioon. Koko taivutuskestävyyden ollessa hyödynnettävissä, rakenne kestää selvästi myös mitoituksessa käytettävän taivutusmomentin (varmuuskerroin noin 5,5).

Rakenne kestää teoriaan perustuvien laskelmien mukaan hyvin. Tässä kohdassa on kuitenkin huomioitava, että rakenteen kriittisin kohta on taaimmaisella tuella. Juuri tätä kohtaa laskelmissa on yksinkertaistettu poistamalla levityspalkkien kotelot. Tulokset eivät tästä syystä anna täysin todellista kuvaa kriittisimmän kohdan kestävydestä. Tarkemmassa FE-analyysissä onkin syytä paneutua tälle alueelle tarkemmin.

4.6.2.2 Telarunko

Telarungon mitoituslaskelmissa käytettiin kuormitustapauksena ”paino keskimmaisilla alarullilla”. Tällöin suurimmat leikkausvoimat ja taivutusmomentit tulevat tukipisteen kohdalle.

Telarungon leikkauskestävyys on tulosten mukaan huomattavasti suurempi kuin leikkausvoiman mitoitusarvo (varmuuskerroin noin 26,7). Kuten keskirungon tapauk-

sessakaan, myöskään telarungon kohdalla ei ole leikkauslommahdusvaaraa, joten edelleen kappaleen 3.3.4.4 mukaan leikkausvoiman ja taivutusmomentin yhteisvaikutusta ei tarvitse ottaa huomioon. Näin saadaan jälleen hyödynnettyä koko taivutuskestävyys, jolloin poikkileikkaus kestää hyvin myös taivutusmomentin (varmuuskerroin noin 8,7)

Näiden tulosten mukaan telarunko kestää rasitukset jopa liian hyvin ja näin ollen rakenne olisi liian järeä. Myöhemmin esitettävien FE-analyysien tuloksista voidaan kuitenkin todeta, että suurimmat rasitukset todellisuudessa tulevat epäjatkuvuuskohtiin ja telarungon osia vääntävät voimat aiheuttavat paikallisempia jännityksiä. Tällaisten seikkojen huomioon ottaminen laskennassa on käytännössä mahdotonta. Mitoituksessa onkin tukeuduttu enemmän FE-analyysin antamiin tuloksiin.

4.6.2.3 Levityspalkki

Levityspalkkien mitoituksessa käytetään kuormitustapausta, jossa toinen tela on jumissa ja toinen tela vetää pitävällä alustalla. Tässä kuormitustapauksessa levityspalkkiin kohdistuu taivutusmomentti kahteen eri suuntaan. Levityspalkkia ei tarvitse yksinkertaistaa laskentaa varten, mutta oikeansuuruisten voimien käyttäminen laskelmissa tuo haasteita. Levityspalkkien mitoituslaskelmissa suurin virhemahdollisuus on nimenomaan voimien määrityksessä.

Laskelmien antamien tulosten mukaan levityspalkin leikkausvoiman mitoitusarvo on selkeästi pienempi kuin leikkauskestävyys (varmuuskerroin noin 11,2). Koska leikkauslommahdusvaaraa ei tässäkään tapauksessa ole, voidaan kappaleen 3.3.4.4 perusteella leikkausvoiman ja taivutusmomentin yhteisvaikutus jättää huomioimatta. Taivutuskestävyys saadaan siis hyödynnettyä kokonaisuudessaan, jolloin varmuuskertoimeksi taivutukselle saadaan 4,2.

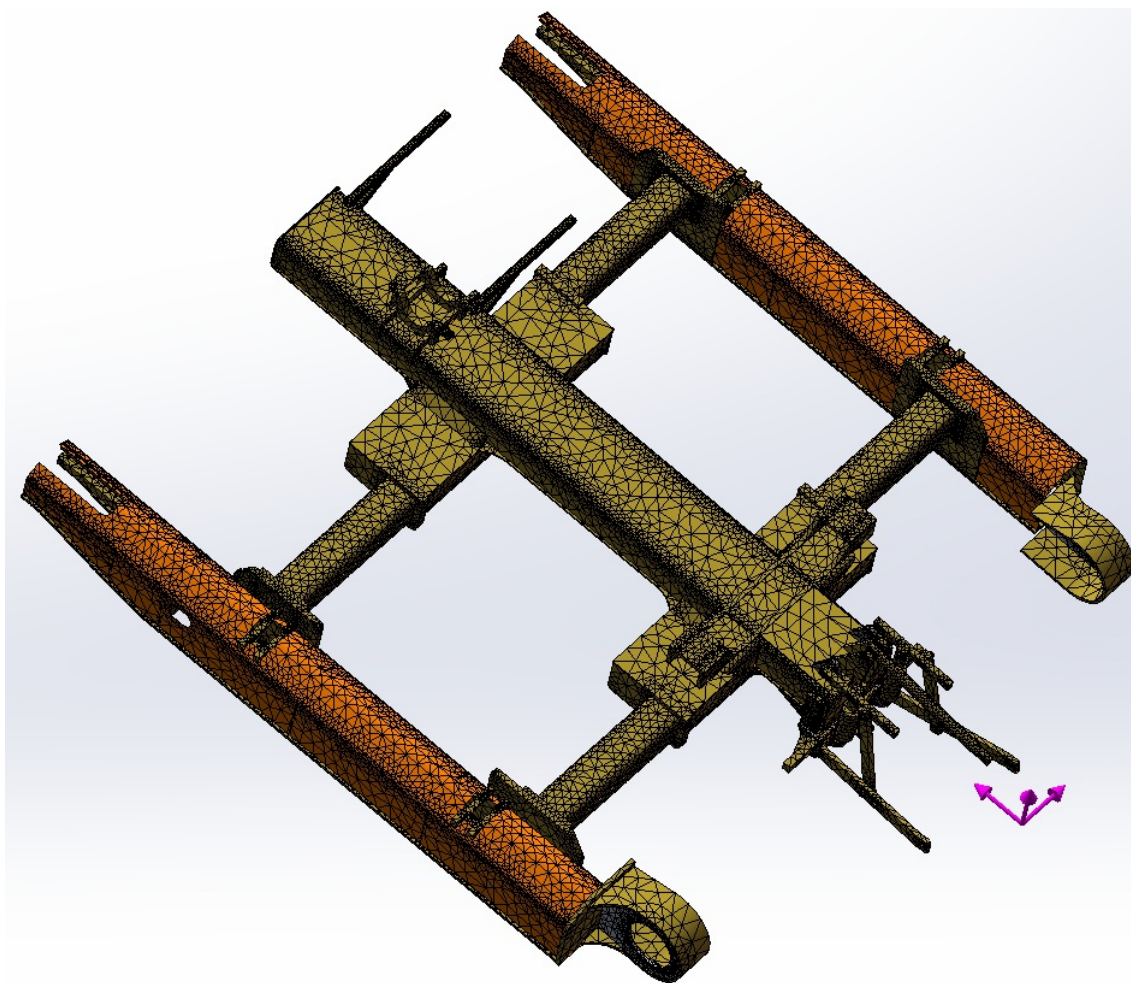
Koska yksinkertaistuksia ei tarvitse tehdä, ovat tulokset huomattavasti luotettavampia. Saadut tulokset ovat sopivassa kokoluokassa myös väsymisen suhteen, jossa jännitykset pitää pysyä matalina. Levityspalkki onkin esitetyistä tapauksista ainut, jonka mitoitukseen voitaisiin luottaa pelkkien laskelmien pohjalta.

4.6.3 FE-analyysi

FE-analyysien tekemiseen käytettiin Solidworksiin integroitua Simulation lisäosaa. Sillä pystytään suoraan hyödyntämään Solidworksissä tehtyä 3D-mallia.

Kuvassa (Kuva 4-14) on näkyvissä FE-analyysissa käytetty elementtimalli. Siinä käytettiin tilavuuselementtejä sekä muutamassa kohdassa kuorielementtejä. Elementtimallina käytettiin Simulation lisäosassa olevaa mallia ”curvature based mesh”, joka tekee elementtiverkotuksen tiheämmäksi kriittisille alueille kuten pyöristyksiin ja aukkojen ympärille.

Rakenteen tuennat ja kuormitukset vaihtelevat kuormitustilanteista riippuen ja ne kerrotaan tarkemmin, kun kyseistä kuormitustilannetta käsitellään. Kuvissa tuennat ovat esitetty vihreällä ja kuormitukset punaisella.



Kuva 4-14: Elementtimalli

Osien väliset hitsausliitokset mallinnettiin käyttämällä ominaisuutta ”bonded”. Tämä vastaa hitsausta ja näin ollen rakenne käyttäytyy kuten hitsattu rakenne.

Parhaan tuloksen saamiseksi levityspalkkien ja niiden koteloiden välisissä liitospinnoissa pitäisi käyttää ominaisuutta ”no penetration”, jolloin osat pääsisivät liikkumaan toistensa suhteen, mutta eivät läpäise toisiaan. Tämä ominaisuus kuitenkin vaatii hyvin paljon tietokoneelta ja aina sitä ei ole mahdollisuutta sen vuoksi hyödyntää. Näin kävi tässäkin tapauksessa.

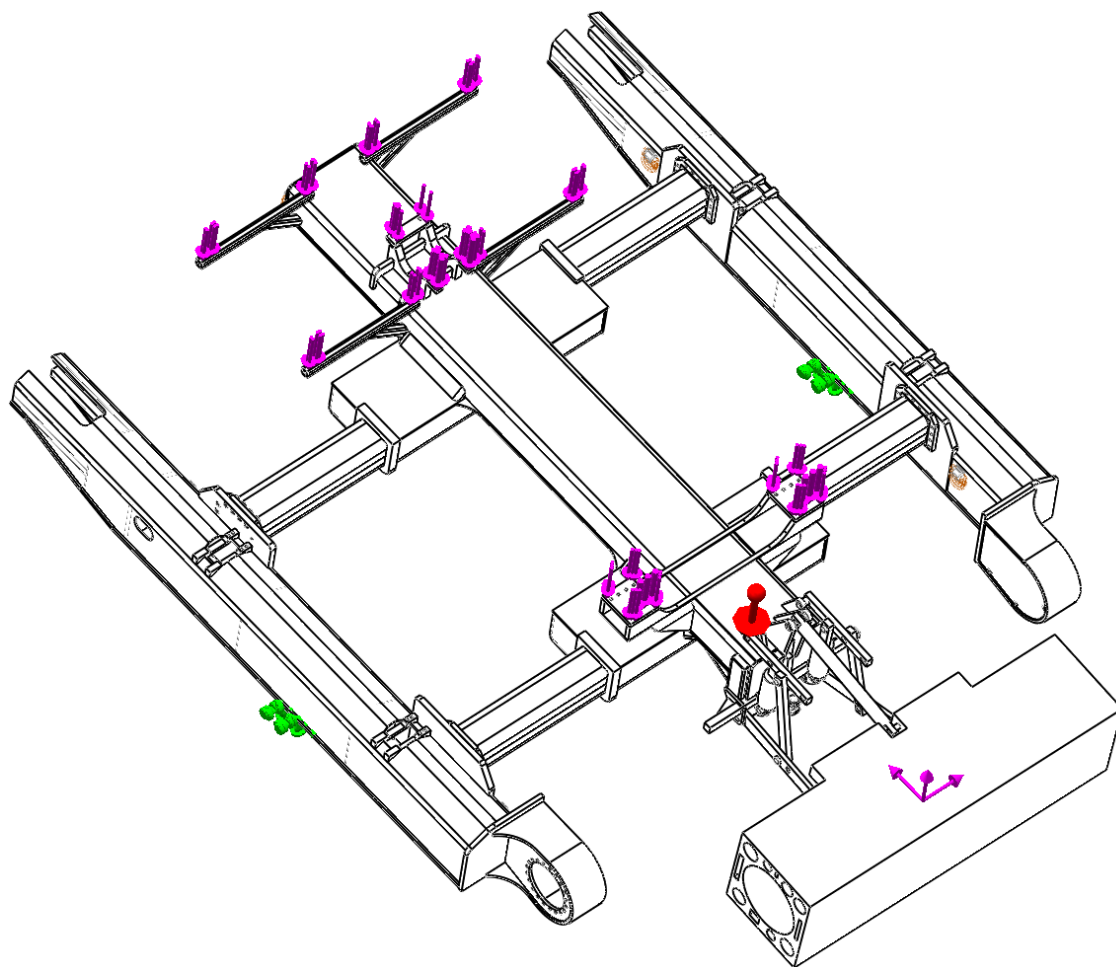
Liitoskohtaa ei kuitenkaan voi mallintaa ympäri asti hitsattuna, koska tulokset eivät enää olisi riittävän tarkkoja. Tästä syystä päädyttiin mallintamaan liitos erikseen jokaiselle kuormitustapaukselle. Liitos mallinnettiin hitsausliitoksena (bonded), mutta liitospinnoiksi valittiin vain pinnat, joihin todellisuudessa tulisi puristavaa kuormitusta kyseisen kuormitustapauksen aikana. Otetaan esimerkiksi kuormitustapaus, jossa paino on vain keskimmaisilla alarullilla. Tällöin levityspalkki (noin puolesta välistä) puristuu kotelon kauluksen yläreunaan ja levityspalkin pääty puolestaan puristuu kotelon keskellä alareunaan. Näihin kohtiin tehdään liitos (bonded) ja muut reunat voivat liikkua vapaasti. Näin saadaan todella lähellä totuutta oleva mallinnus. Koska jokaiselle kuormitustapaukselle pystytään määrittämään kriittisimmät kosketuspinnat, saadaan tällä ta-

voin riittävän tarkkoja tuloksia. ”No penetration” ominaisuuden käyttäminen ei toisi juurikaan lisähyötyä.

Levityspalkkien ja telarunkojen väliset ruuviliitokset mallinnettiin tässä vaiheessa käyttämällä ominaisuutta ”bonded”. Sillä saatiin riittävän tarkka mallinnus, kun tarkastelun kohteena oli muut alueet kuin ruuviliitokset. Ruuviliitoksille tehtiin oma tarkempi tarkastelu, jota käsitellään myöhemmin.

4.6.3.1 Paino keskimmäisillä alarullilla

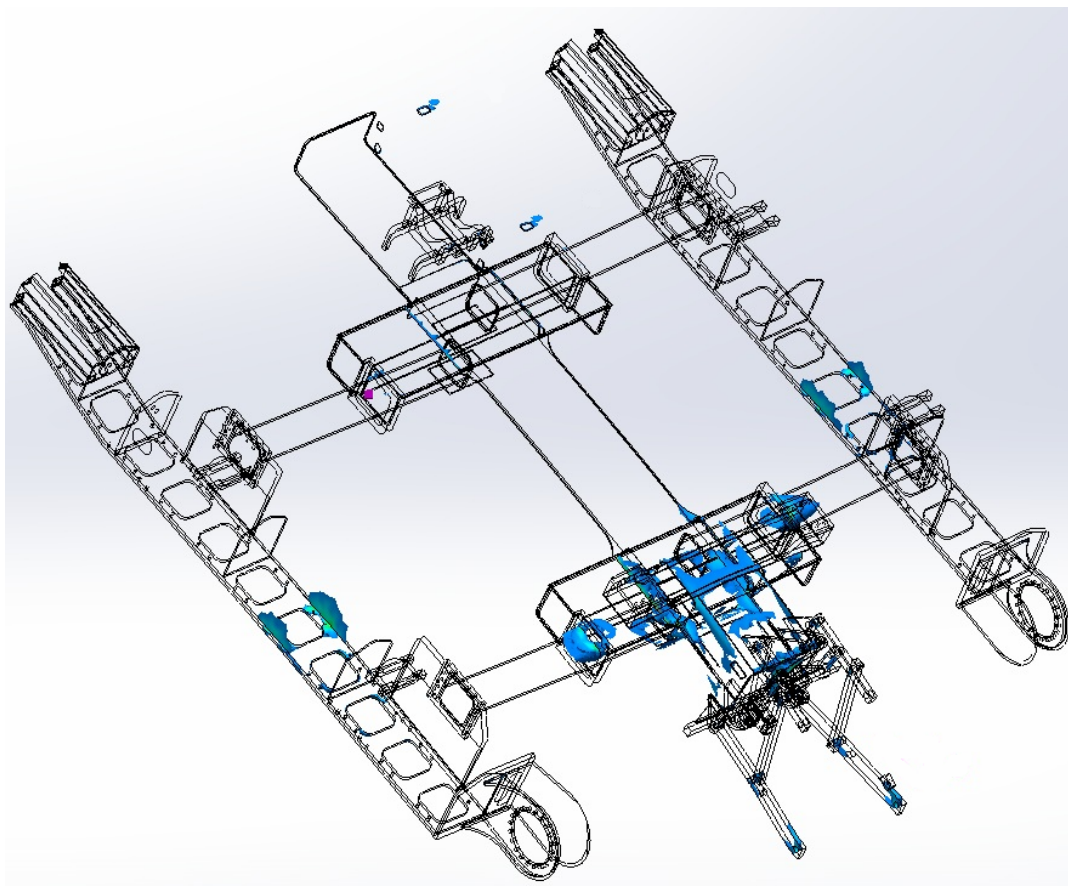
Tuentakohdiksi määritettiin keskimmäisten alarullien kohdat (Kuva 4-15) ja tuentataivaksi ”fixed”, joka tarkoittaa kiinteää tuentaa eli rakenteen kiinnityskohtien siirtymät ovat estetty, mutta rotaatiot kuitenkin sallitaan. Kuormitukset koostuivat koneen eri osien massoista: traktorin aiheuttama kuormitus on jaettu sen kiinnityspisteisiin, lisätankin ja toisen moottorin aiheuttama kuormitus kohdistuu niiden kiinnityspisteisiin sekä turvetyökalun aiheuttama kuormitus nostolaitteen päähän sen ollessa nostettuna irti maasta. Myös teräsrakenteen oma paino on otettu huomioon kuormituksessa.



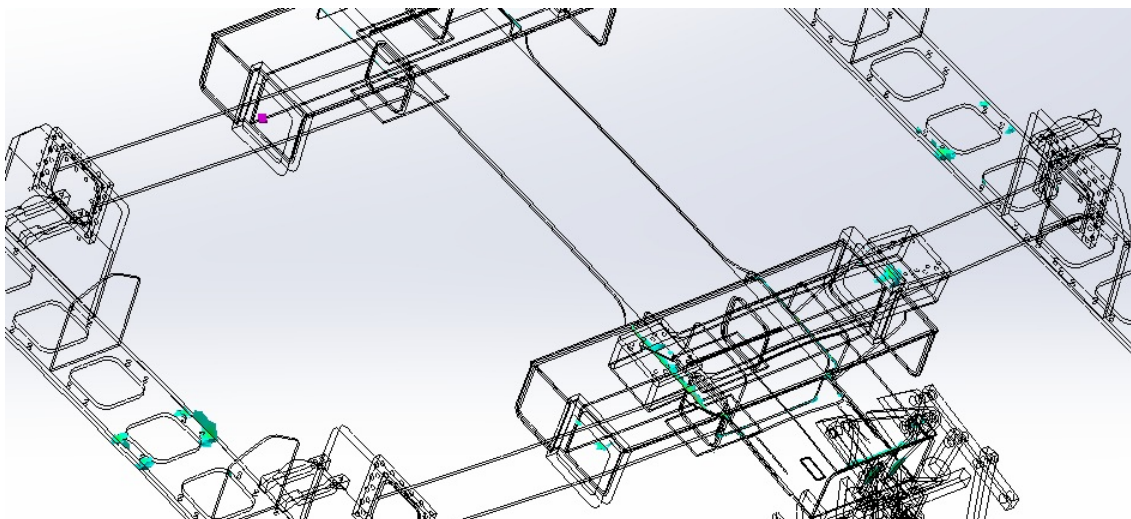
Kuva 4-15: Tuennat ja kuormitukset

Keskimmäisten alarullien kantaessa koko koneen painon, jännitykset ovat seuraavanlaiset:

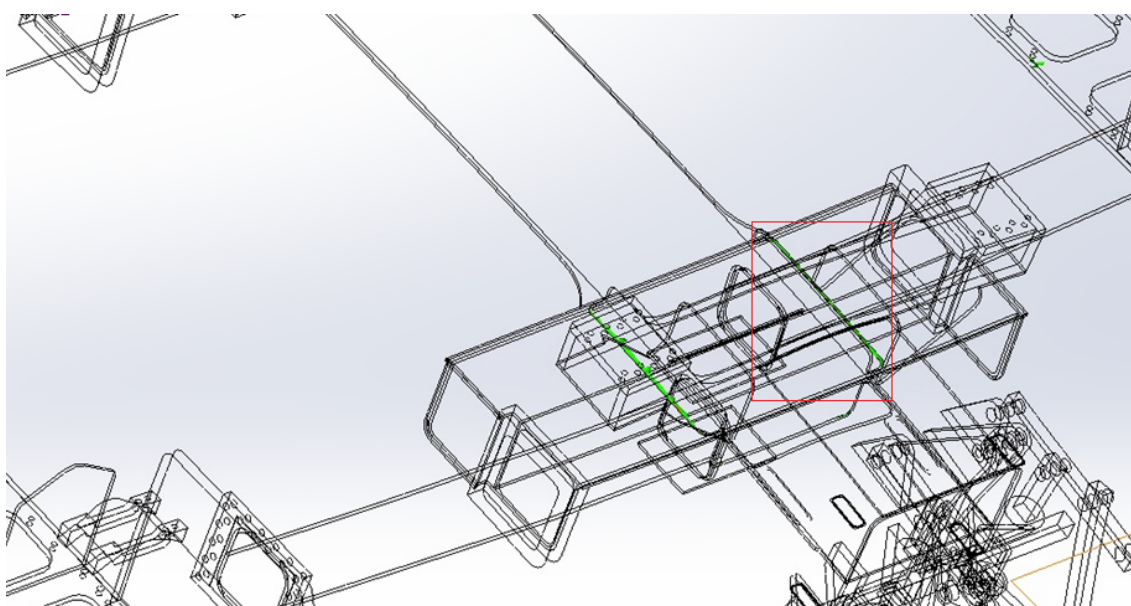
- Kuvassa (Kuva 4-16) on näkyvillä yli 50 MPa:n jännitykset.
- Kuvassa (Kuva 4-17) on esitetty yli 100 MPa:n jännitykset. Niitä tulee keskimmäisten alarullien alueelle, levityspalkkiin ja keskirungossa oleviin tukilevyihin.
- Kuvassa (Kuva 4-18) on puolestaan näkyvissä yli 200 MPa:n jännitykset. Suurimmat jännitykset esiintyvät keskirungon tukilevyjen reunoissa.
- Yksittäisissä pisteissä ylittyy jopa myötölujuus 355 MPa (Kuva 4-19, joka on suurennus kuvan (Kuva 4-18) punaisesta neliöstä), mutta ylitys on hyvin paikallinen eikä aiheuta riskiä rakenteen kestävyydelle. Kuormitustapaus on harvinaisen, sillä koneella ei normaalisti ajeta maastossa, jossa tällaisia kuormitustapauksia sattuisi, varsinkaan niin, että turvetyökalu on ylösnostettuna. Jo perässä olevan turvetyökalun laskeminen pienentää kriittisten kohtien kuormitusta merkittävästi. Tämä kuormitustapaus on kuitenkin mahdollinen, joten rakenne on suunniteltu kestäämään myös tällainen ääritilanne. Normaalitylanteessa jännitykset ovat vain pieni osa tämän ääritilanteen jännityksistä, joten myös väsymiskestävyyden kannalta pysytään riittävän pienissä jännityksissä (jännitysvaihteluisissa). Tämä on kuitenkin selkeästi yksi rakenteen kriittisimmistä alueista, joten kuntotarkastuksissa on syytä huomioida myös tämä alue.



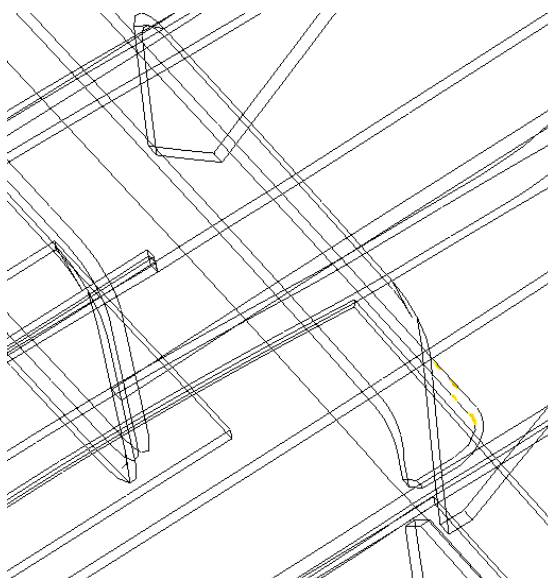
Kuva 4-16: Yli 50 MPa:n jännitykset



Kuva 4-17: Yli 100 MPa:n jännitykset



Kuva 4-18: Yli 200 MPa:n jännitykset



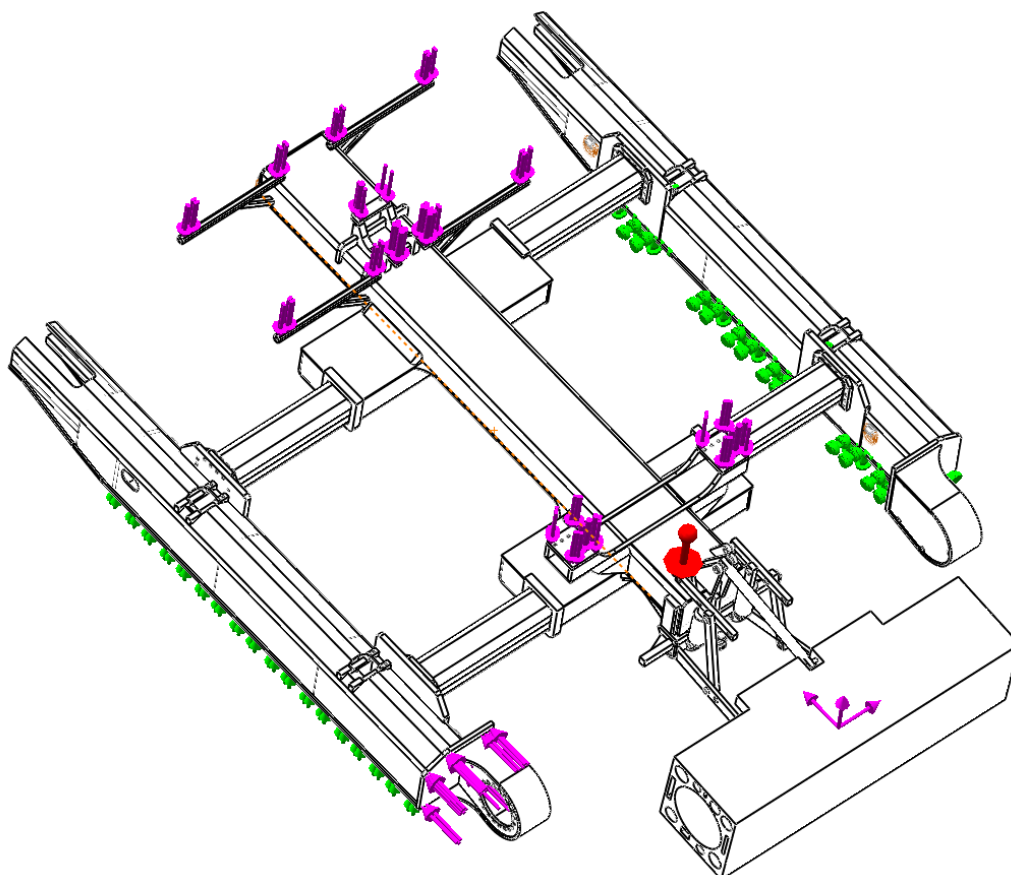
Kuva 4-19: Yli 355 MPa:n jännitykset

4.6.3.2 Toinen tela jumissa

Toisen telan jäädessä jumiin ja toisen telan ollessa pitävällä alustalla, tuenta ja kuormitustilanne hieman muuttuu edelliseen verrattuna. Nyt kuvassa (Kuva 4-20) oikeanpuoleinen telarunko tuetaan pohjastaan liikkumattomaksi (fixed) eli se puoli kuvastaa jumissa olevaa telaa. Vasemmanpuoleinen telarunko puolestaan tuetaan ainoastaan pystysuunnassa ("on flat faces"). Tällöin se kuvaa tilannetta, jolloin tela voi liikkua alustan pinnalla mihin suuntaan tahansa.

Kuormitukset ovat vastaavat kuin edellisessäkin kuormitustilanteessa: traktorin aiheuttama kuormitus on jaettu sen kiinnityspisteisiin, lisätankin ja toisen moottorin aiheuttama kuormitus kohdistuu niiden kiinnityspisteisiin sekä turvetyökalun aiheuttama kuormitus nostolaitteen päähän sen ollessa nostettuna irti maasta. Myös teräsrakenteen oma paino on otettu huomioon kuormituksessa. Tässä kuormitustilanteessa lisäkuormitusta rakenteelle aiheuttaa eteenpäin pyrkivä vasemmanpuoleinen tela. Se on kuvattu asettamalla moottoripäähän voima, jonka suuruus on yhden telan tuottama maksimi vetovoima. Tässä kuormitustapauksessa jännityksiä aiheuttavat kahteen eri suuntaan vaikuttavat taivutusmomentit.

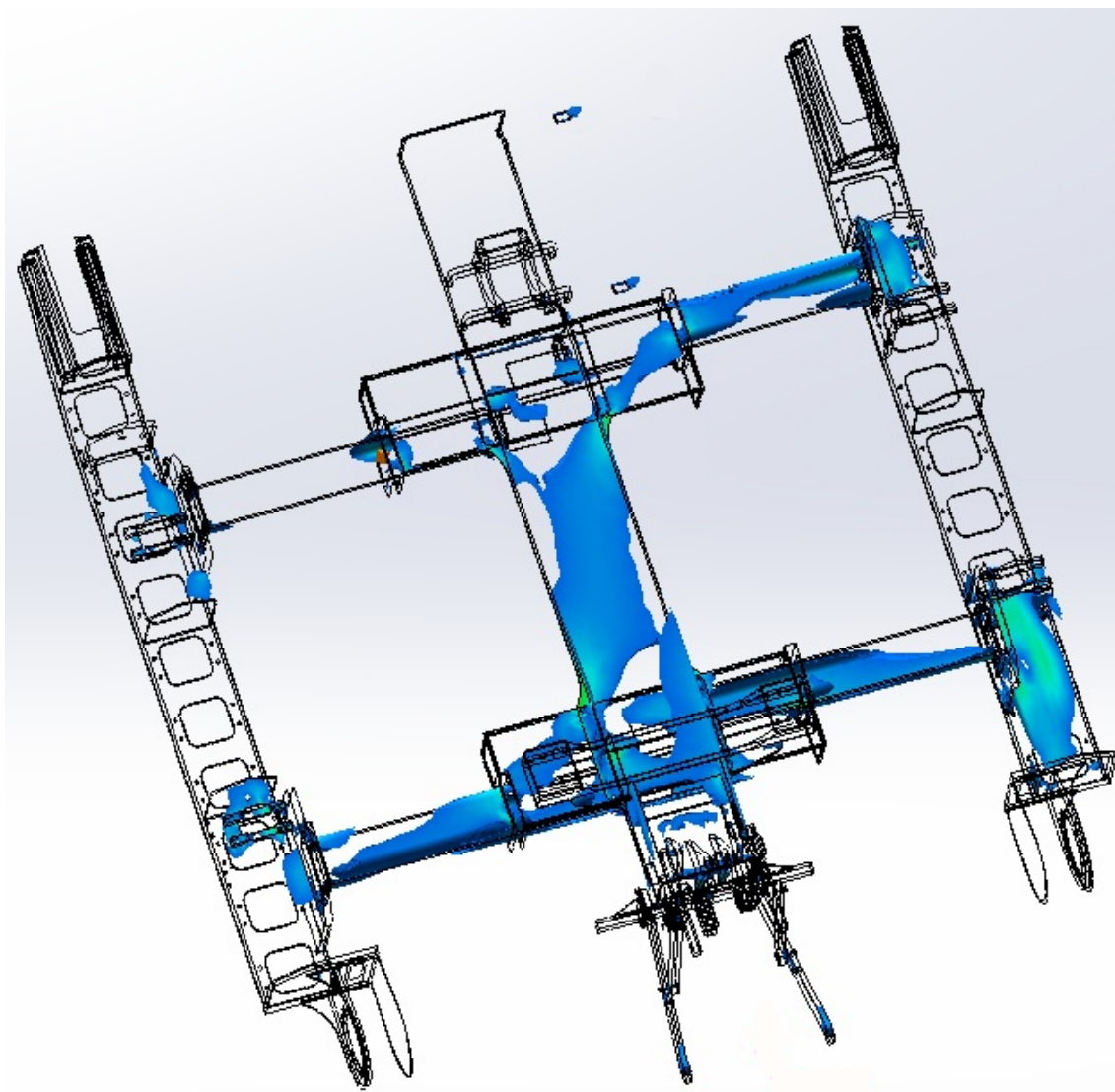
Koska vetovoima on suuri, tuottaa toisen telan jumiin jääminen merkittäviä kuormituksia. Toisistaan etäällä olevat levityspalkit kuitenkin pitävät rakenteen jäykkänä ja rajoittavat jännitysten kasvamista.



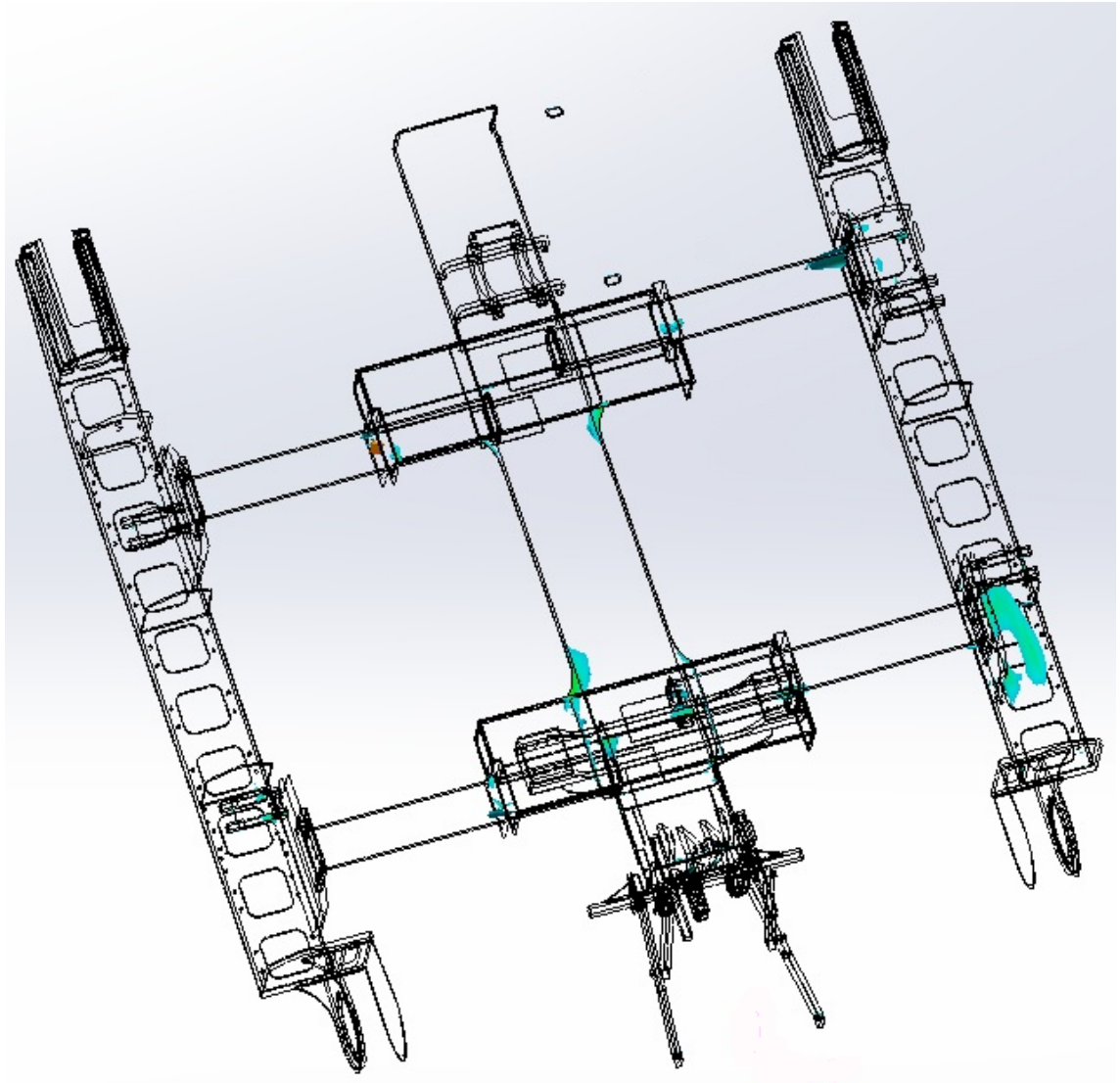
Kuva 4-20: Tuennat ja kuormitukset

Toisen telan jäädessä jumiin ja toisen telan ollessa pitävällä alustalla, jännitykset ovat seuraavanlaiset:

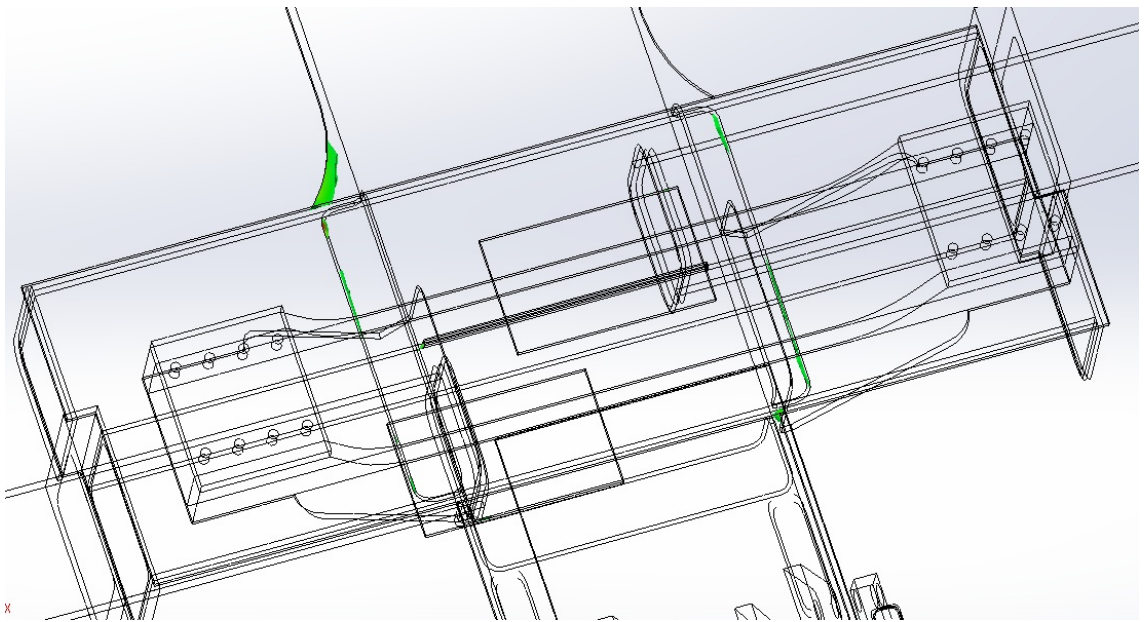
- Kuvassa (Kuva 4-21) on esitetty yli 50 MPa:n jännitykset.
- Kuvassa (Kuva 4-22) on näkyvissä yli 100 MPa:n jännitykset.
- Vain muutamassa kohdassa keskirungon alueella jännitykset ylittävät 200 MPa:ta (Kuva 4-23). Rakenne siis kestää hyvin tämänkaltaisen rasituksen. Toisen telan jääminen täysin jumiin toisen pysyessä pitävällä alustalla on harvinaista, joten rakenteelle riittää, että se kestää tällaisia yksittäisiä kuormituskertoja. Väsymiskestävyyteen niillä ei kuormituskertojen vähydestä johtuen ole juurikaan merkitystä. Normaalitilanteessa lähimpänä tätä tilannetta ollaan käännättäessä, jolloin toinen tela kääntyy pysähtyneenä toisella ajettaessa. Tällöin jännitykset ovat kuitenkin vain pieni osa tämän kuormitustilanteen jännityksistä, joten väsymiskestävyydenkin kannalta pysytään riittävän pienissä jännityksissä (jännitysvaihteluissa).



Kuva 4-21: Yli 50 MPa:n jännitykset



Kuva 4-22: Yli 100 MPa:n jännitykset

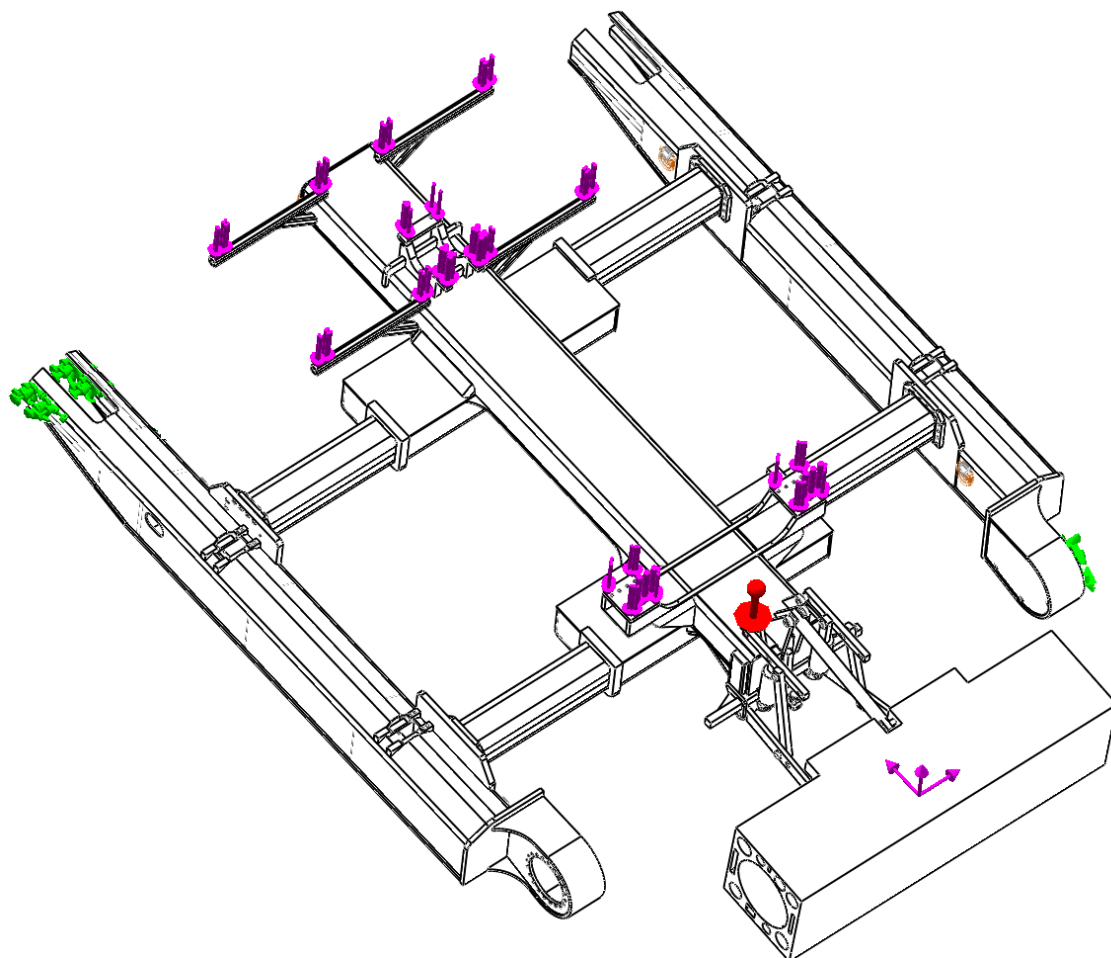


Kuva 4-23: Yli 200 MPa:n jännitykset

4.6.3.3 Telojen äärinurkat kantavat kuorman

Telojen äärinurkkien kantaessa kuorman, kuormitus on samanlainen kuin kuormitustapauksessa, jossa paino on keskimmaisilla alarullilla: traktorin aiheuttama kuormitus on jaettu sen kiinnityspisteisiin, lisätankin ja toisen moottorin aiheuttama kuormitus kohdistuu niiden kiinnityspisteisiin sekä turvetyökalu aiheuttaa kuormituksen nostolaitteen päähän sen ollessa nostettuna irti maasta. Myös teräsrakenteen oma paino on otettu huomioon kuormituksessa.

Tuenta puolestaan poikkeaa aikaisemmista. Kuvassa (Kuva 4-24) oikeanpuoleisen telarungon moottoripää ja vasemmanpuoleinen etupyörän kohta on tuettu (fixed). Tämä aiheuttaa runkoon pahimman mahdollisen vääntömomentin. Rakenne on kuitenkin suunniteltu myös vääntöjäykkyyttä ajatellen.

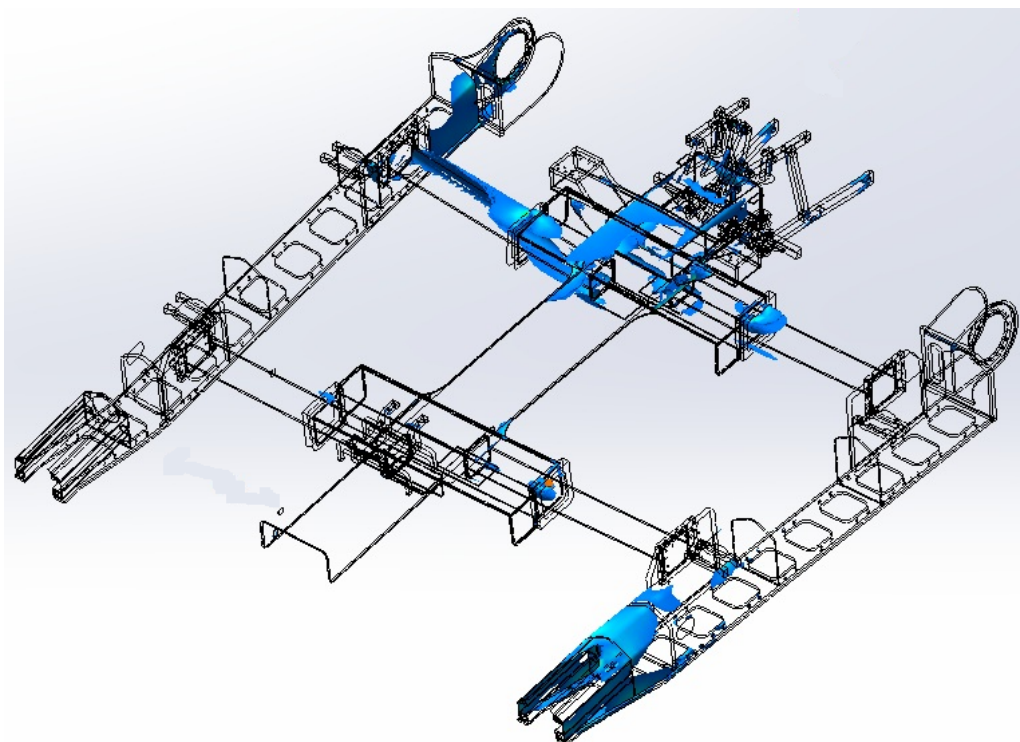


Kuva 4-24: Tuennat ja kuormitukset

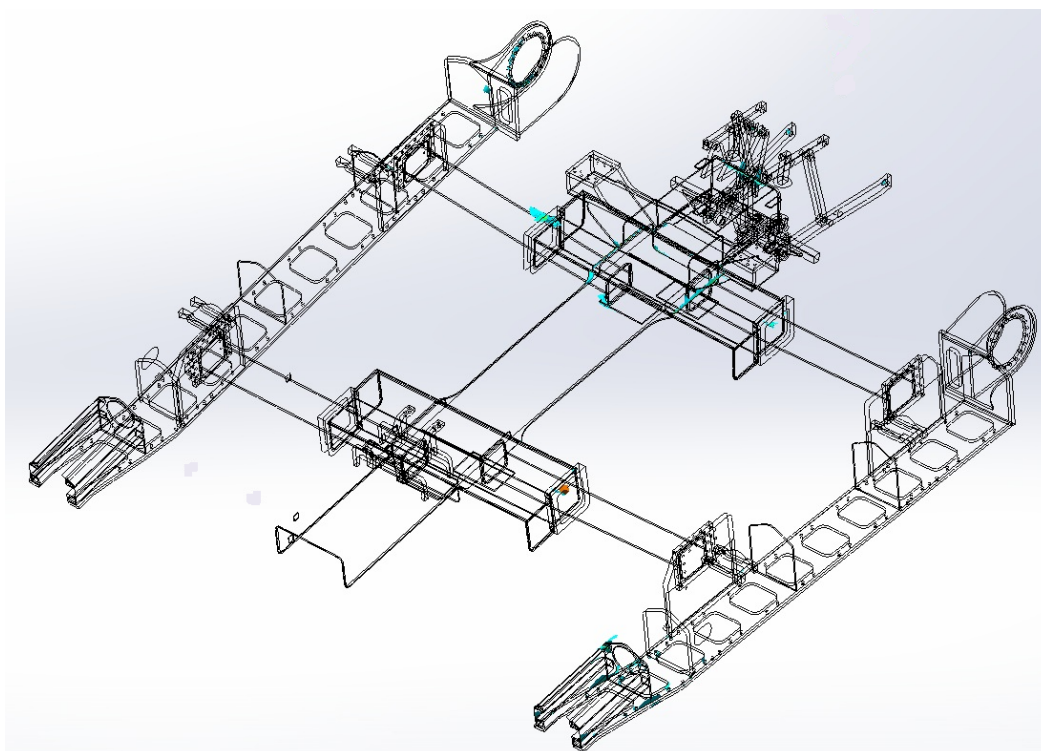
Toisen telan etupyörän ja toisen telan vetopyörän kantaessa kuorman, jännitykset ovat:

- Kuvassa (Kuva 4-25) on esitetty yli 50 MPa:n jännitykset.
- Kuvassa (Kuva 4-26) on näkyvissä yli 100 MPa:n jännitykset. Kuvasta nähdään, että suuremmat jännitykset tulevat vain muutamalle pienelle alueelle. Näillä samoilla kohdilla löytyy myös yksittäisiä kohtia, joissa jännitykset nousevat yli 200 MPa. Rakenne kestää tällaisen ääritilanteen kuitenkin hyvin. Tällaiset kuormitukset ovat todella harvinaisia, joten korkeahko jännitys ei tule olemaan

ongelma myöskään väsymisen kannalta. Normaalitilanteessa jännitykset ovat selkeästi matalampia, joten jännitykset (jännitysvaihtelut) eivät ole liian suuria myöskään väsymisen kannalta.



Kuva 4-25: Yli 50 MPa:n jännitykset



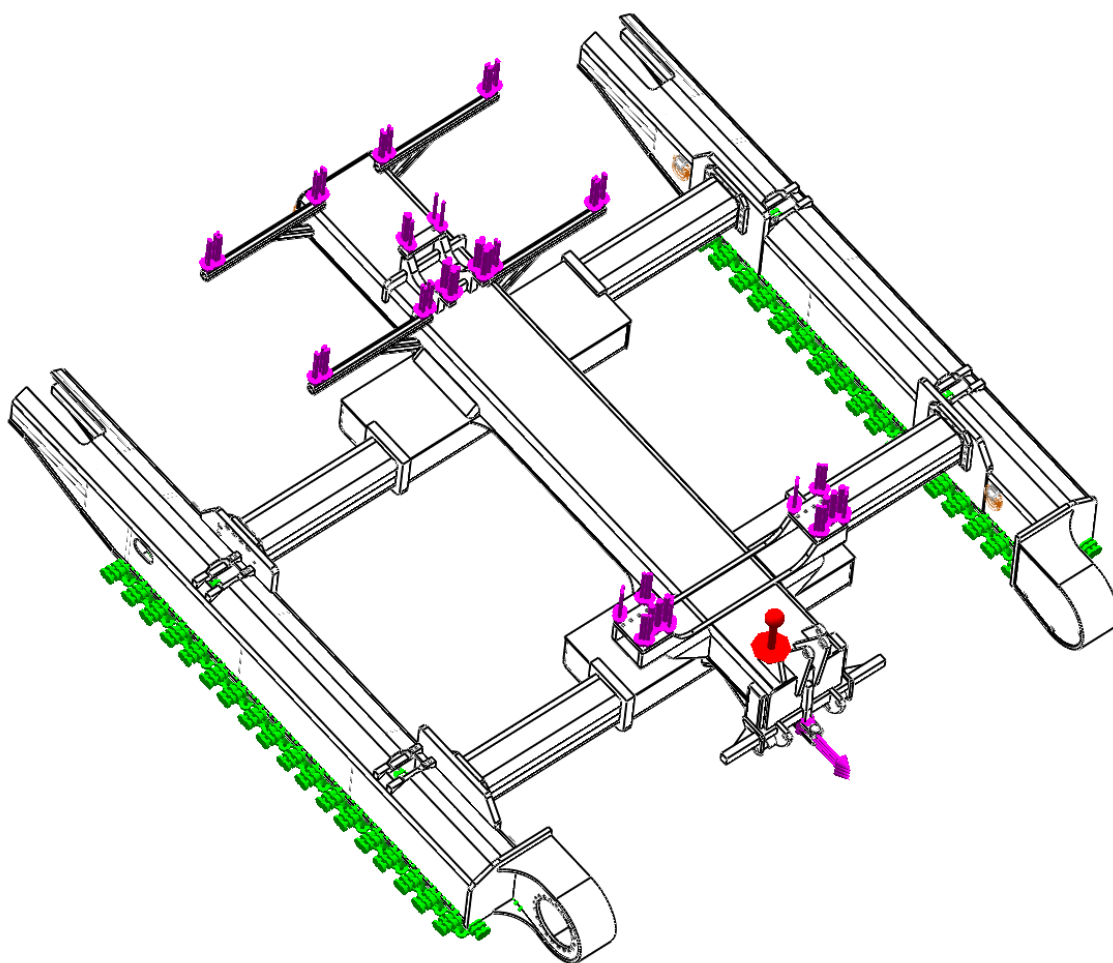
Kuva 4-26: Yli 100 MPa:n jännitykset

4.6.3.4 Vetokoukulla vedettäessä

Vetokoukulla vedettäessä kuormitus on jälleen vastaavanlainen kuin aikaisemminkin, mutta tällä kertaa turvetyökalu ei rasita nostolaitteen päässä. Näiden kuormitusten lisäksi oletetaan pahin mahdollinen tapaus eli vedettävä osa jää jumiin ja koneesta hyödynnetään koko vetovoiman potentiaali. Eli vetokoukkuun vaikuttaa voima, joka vastaa koko koneen maksimi vetovoimaa (Kuva 4-27).

Molempien telarunkojen alaosat tuetaan kiinteästi (fixed). Näin saadaan tilanne vastaamaan oikeaa tilannetta, jossa todellisuudessa päinvastaisesti vetokoukku on jumissa ja telat pyrkivät eteenpäin.

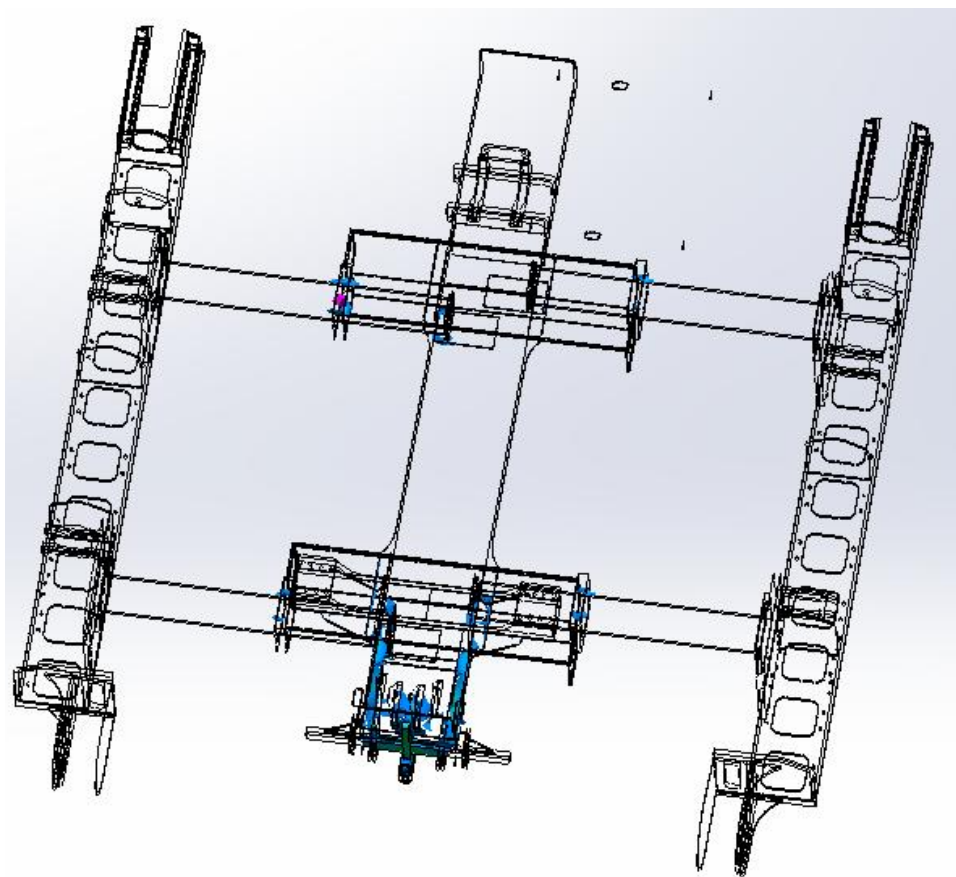
Tämä kuormitustapaus aiheuttaa huomattavan taivutusmomentin rakenteelle ja rasittaa myös perän rakennetta merkittävästi.



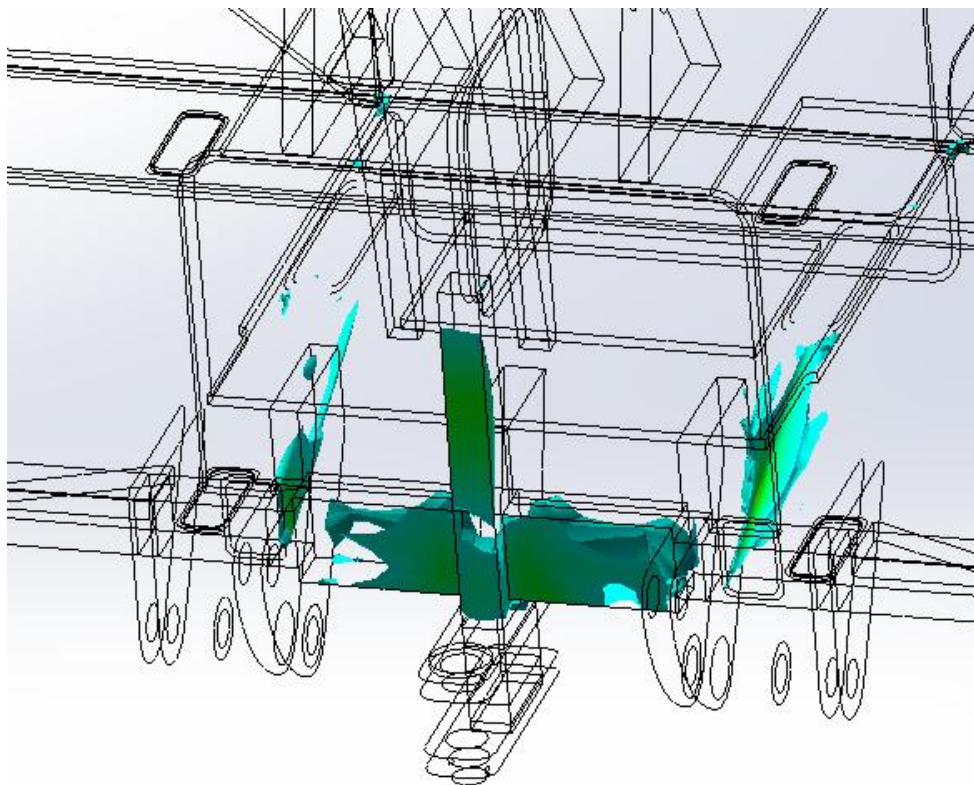
Kuva 4-27: Tuennat ja kuormitukset

Vetokoukulla vedettäessä pahimman tilanteen mukaiset jännitykset ovat:

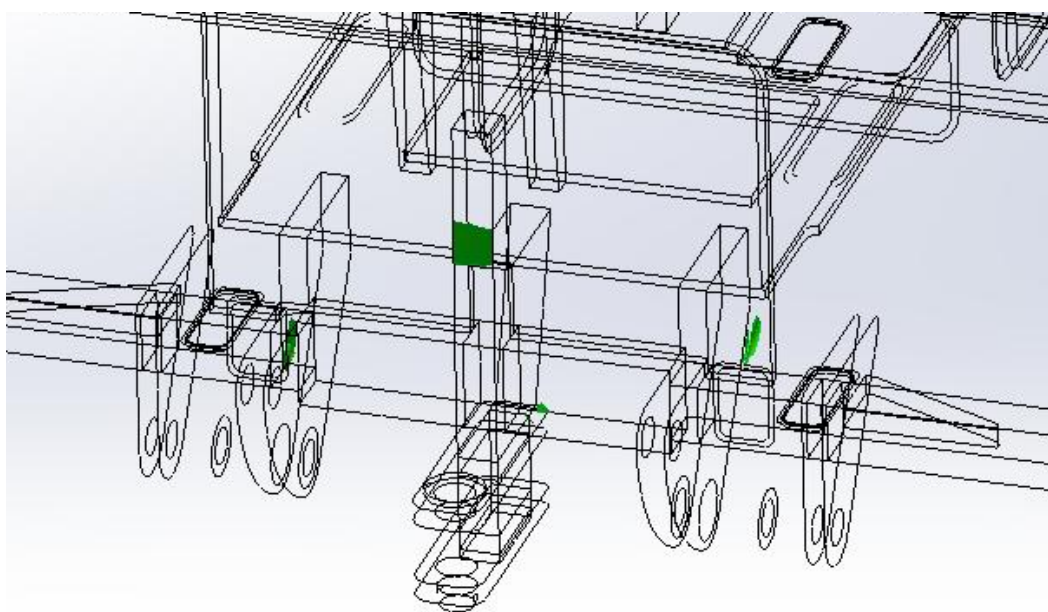
- Kuvassa (Kuva 4-28) on esitetty yli 100 MPa:n jännitykset. Ne löytyvät levityspalkkien ja rungon yhtymäkohdissa sekä rungosta vetokoukun läheisyydessä.
- Kuvassa (Kuva 4-29) on näkyvissä yli 200 MPa:n jännitykset. Niitä on enää vetokoukun välittömässä läheisyydessä.
- Kuvassa (Kuva 4-30) näkyy yli 355 MPa:n (myötöraja) jännitykset. Ne sijaitsevat muutamassa kohdassa vetokoukun läheisyydessä. Vetokoukkuä käytetään kuitenkin erittäin harvoin ja kiinni jääminen vetotilanteessa on harvinainen, joten tämä kuormitustapaus on erittäin epätodennäköinen. Lisäksi myötörajan ylitys tapahtuu vain hyvin pienillä alueilla, jolloin plastisoitumisen vuoksi jännitykset jakaantuvat tasaisemmin. Jännitykset eivät myöskään ylitä murtolujuutta missään kohdassa. Normaali vetotilanteessa kuormitus jää vain murto-osaan tästä tapauksesta, joten riittää, että rakenne kestää juuri ja juuri pahimman kuormitustilanteen. Näin ollen rakenne on tältä osin sopivasti mitoitettu.



Kuva 4-28: Yli 100 MPa:n jännitykset



Kuva 4-29: Yli 200 MPa:n jännitykset



Kuva 4-30: Yli 355 MPa:n jännitykset

4.6.4 Tulosten vertailu

Levityspalkin kriittisin kohta saatiin molemmilla menetelmillä (FE-analyysi ja teoriaan perustuva laskenta) levityspalkin ja sen laipan liitoskohtaan. Lisäksi laskelmista saadut varmuuskertoimet ovat lähes samat FE-analyysin antamien varmuuskertoimien kanssa. Tulokset siis tukevat toisiaan ja ovat näin ollen luotettavia. Toinen kriittinen kohta on levityspalkin ja kotelon kosketuskohta. Tätä ei laskelmissa huomioitu lainkaan. FE-analyysin antamat tulokset kuitenkin osoittavat myös tämän kohdan jännitysten pysyvän riittävän alhaisina.

Telarungon kohdalla jouduttiin laskelmia varten tekemään yksinkertaistuksia, joten odotettavissa oli, että tulokset eivät ole FE-analyysin kanssa yhtä tarkat. Laskelmien mukaan kriittisimmäksi kohdaksi saatiin tukipisteen alue. FE-analyysi antaa samalla kuormitustapauksella (paino keskimmaisilla alarullilla) myös saman kohdan kriittisimmäksi alueeksi. Varmuuskertoimet eivät sen sijaan vastaa toisiaan. FE-analyysin mukaan varmuuskerroin on noin kolme kertaa pienempi kuin laskemalla saatu. Tämä johtunee kriittisessä kohdassa olevista epäjatkuvuuskohdista, joita laskelmissa ei ole huomioitu. FE-analyysillä tehtyjen eri kuormitustapausten perusteella telarungolla on myös muita kriittisiä kohtia, jotka on syytä huomioida. Kuormitustapaus, jossa toinen tela jää jumiin, aiheuttaa muihin telarungon osiin merkittävimmät jännitykset.

Keskirungon tarkastelussa laskennallisesti, jouduttiin tekemään niin paljon yksinkertaistuksia, että sillä saatiin ainoastaan selville sen kriittisin alue. Tämä alue on näiden tulosten mukaan taaimmaisten levityspalkkien koteloiden kohdalla. Myös FE-analyysi tukee tätä tulosta. FE-analyysin perusteella keskirungon ja koko rakenteen kriittisimmät kohdat löytyvät keskirungosta taaimmaisten levityspalkkien koteloiden kohdalta aina keskirungon takaosaan saakka. Koska tämä alue on rakenteen kestävyyskannalta kriittisin, on koneen kuntotarkastuksen yhteydessä järkevää tutkia tämän alueen kunto huolellisesti ja ennalta ehkäistä epätodennäköinen, mutta mahdollinen rikkoutuminen.

4.6.5 Hitsausliitokset

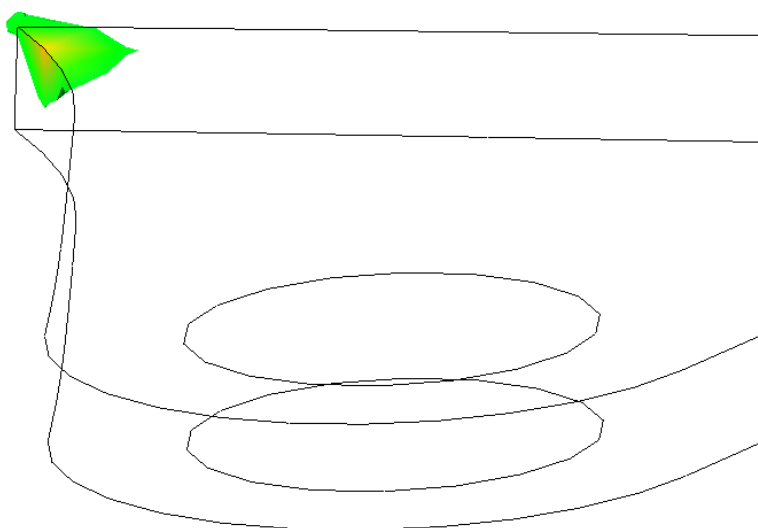
Hitsausliitos on yleensä heikoin kohta rakenteessa. Usein sanotaankin, että paras hitsi on hitsi, jota ei ole. Tämän vuoksi rakenteessa käytetään särmättyjä levyjä, jolloin hitsausaumojen määrä vähenee. Hitsien sijoitus on myös pyritty mahdollisuuksien mukaan saamaan alueille, jossa ei ole suuria jännityksiä. Tästä esimerkkinä on levityspalkin hitsausauma.

Hitsausliitokset mitoitettiin teoriaosion mukaisesti. Liitteessä 2 on esitetty muutamia liitoksen mitoituslaskelmat. On kuitenkin huomioitava, että laskelmat ovat teoreettisia eivätkä huomioi esimerkiksi liitososien deformaation vaikutuksia. Tämän vuoksi hitsausliitosten mitoittamiseen käytetään lisäksi FE-analyysistä saatuja tuloksia. Osa hitsausliitoksista tehdään tasalujiksi, joten niitä ei tar-

vitse mitoittaa erikseen. Tällaisia liitoksia on muun muassa levityspalkin ja sen päätyla-pun välinen hitsausliitos.

Kaikkia hitsausliitoksia ei haluta sen tarkemmin tuoda esille, joten tässä kappa-leessa esitetään vain muutama hitsausliitos ja niiden mitoitus. Muutkin, kuin tässä esite-tyt liitokset on mitoitettu samalla periaatteella.

Jännitysten määrittämiseksi käytettiin myös FE-analyysia. Kuvassa (Kuva 4-31) on esitetty yhden FE-analyysin tulos (kuvassa oleva tausta on runkoa). Kyseessä on keskirungon korvakkeet ja näkyvissä on yli 230 MPa:n jännitykset. FE-analyyseistä saaduilla jännityksillä laskettiin tarvittava a-mitta (myös liitteessä 2). Vertaamalla FE-analyysin tuloksia laskelmien antamiin tuloksiin, päädyttiin käyttämään lasketuissa tu-loksissa varmuuskerrointa 3. Tällöin FE-analyysin ja laskelmien tulokset vastaavat toi-siaan hyvin. Näin saadaan muodostettua hitsien minimi a-mitat. Kun minimi a-mitat pyöristetään ylöspäin ja huomioidaan, että pienin sallittu a-mitta on 3 mm, saadaan a-mitoiksi taulukossa (Taulukko 4-3) näkyvät arvot. Pyöristyksestä johtuen varmuusker-roin on todellisuudessa aina hieman suurempi kuin 3.



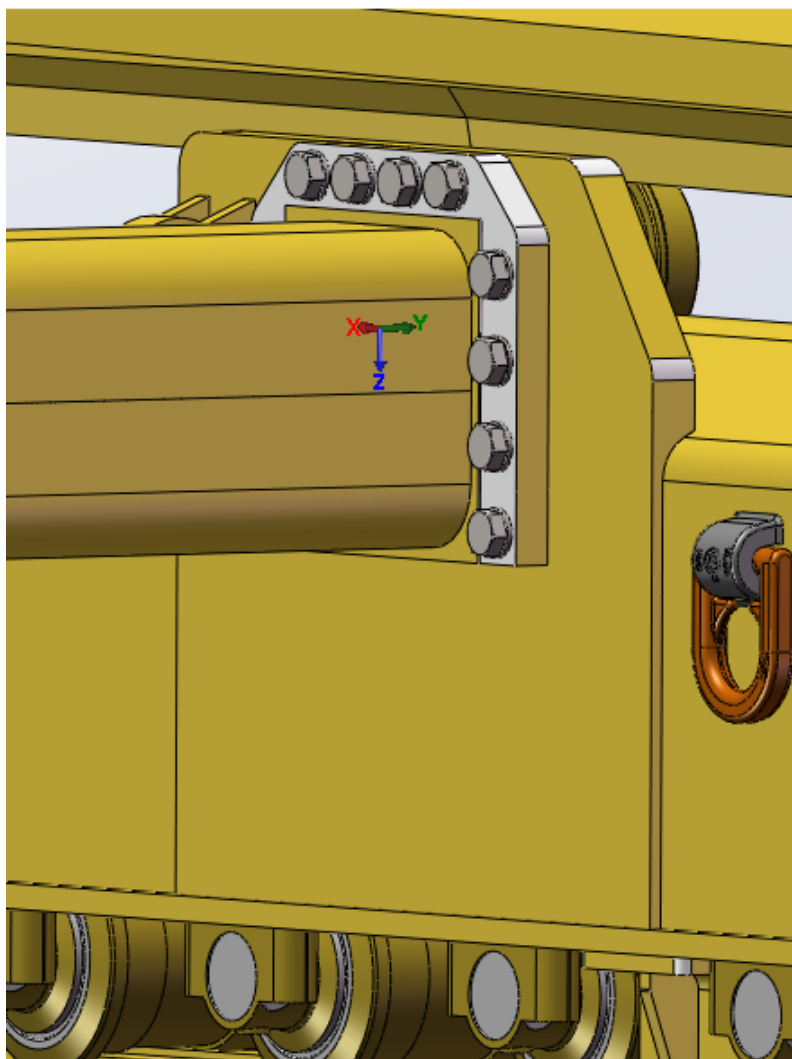
Kuva 4-31: FE-analyysi keskipalkin korvakkeille. Näkyvissä yli 230 MPa:n jännitykset.

Taulukko 4-3: Hitsausliitosten tulokset

Kohde	a-mitta
Korvakkeet telarungossa	3 mm
Korvakkeet keskirungossa	5 mm
Keskirungon kiinnitysliitos	5 mm
Telarungon kiinnitysliitos	5 mm

4.6.6 Levityspalkkien ruuviliitokset

Levityspalkit kiinnitetään telapalkkeihin ruuviliitoksilla (Kuva 4-32). Liitoksessa ei käytetä muttereita vaan telarungossa oleviin levyihin tehdään kierrereiat, joihin ruuvit kiinnittyvät. Ruuvien reunaetäisyydet noudattavat standardin SFS-EN-1993-1-9 mukaisia ohjeita.



Kuva 4-32: Ruuviliitos

Ruuviliitoksen kestävyys tarkastettiin sekä FE-analyysillä että teoriaosan mukaisesti laskemalla. Liitos on mitoitettu äärettömälle kestoajalle ja kuormitustapaukseksi on otettu ruuviliitosta eniten rasittava tapaus eli toinen tela on jumissa ja toinen pitävällä alustalla. Taulukossa (Taulukko 4-4) on esitetty ruuviliitoksen mitoituskalkelmien tulokset ja niihin liittyvät laskelmat löytyvät liitteestä 3. Kuvassa (Taulukko 4-5) näkyy puolestaan FE-analyysin antamat tulokset (koordinaatisto näkyy kuvassa (Kuva 4-32)). Tuloksissa esitetyt voimat pitävät sisällään esikristysvoiman, joka on 162400 Newtonia.

Ruuviliitokselle tehtiin erillinen tarkastelu FE-analyysillä. Mallinnus tehtiin mahdollisimman tarkaksi. Laippojen välisissä liitospinnoissa käytettiin ominaisuutta ”no penetration”. Tällöin pintojen välinen käyttäytyminen on mahdollisimman realistista. Ruuveja ei mallinnettu erikseen ”fyysisinä”, vaan käytettiin Simulation –lisäosassa olevaa ruuviliitosten analysointiin tarkoitettua ominaisuutta. Siinä ruuville määritetään ruuvin tyyppi, koko, materiaaliominaisuudet, esikiristys sekä osoitetaan kannan ja laipan välinen kosketuskohta ja toisessa laipassa olevien kierteiden paikka. Laskenta on hyvin raskas ja aikaa vievä, mutta tulokset ovat tarkkoja. Tuloksina saatiin kaikkiin määriteltuihin ruuveihin kohdistuvat voimat (Taulukko 4-5).

Teoriaosan mukaisesti laskemalla ja FE-analyysistä saadut tulokset ovat erittäin lähellä toisiaan. Tämän perusteella voidaan todeta mitoituksen olevan luotettava.

Laskelmien mukaan suurin vetovoima kohdistuu oikeassa reunassa ylimpänä olevaan ruuviin (Kuva 4-32 tai liitteessä 3 esitetyn kuvan ruuvi numero 8). Tämä oli odotettavissa, koska käytetyssä kuormitustapauksessa voimat kohdistuvat levityspalkkiin kuvan (Kuva 4-32) koordinaatistossa x-akselin ja z-akselin suuntiin. Näin ollen molemmat taivutusmomentit aiheuttavat ulkoisia voimia liitoksen oikeaan ylänurkkaan. Myös FE-analyysin tulokset tukivat laskemalla saatua tulosta rasitetuimmista ruuveista. Myös maksimi vetovoimien arvot olivat lähes samat.

Laskelmien mukaan ruuviin kohdistuva maksimi ulkoinen voima on 52600 Newtonia (ruuvi numero 8). Lisävoimakerroin C on kuitenkin niin pieni (0,077), että todellisuudessa ruuville tuleva lisävoima on vain 4070 Newtonia. Liitoksen rakenteella, joka vaikuttaa lisävoimakertoimen suuruuteen, on siis huomattava merkitys ruuviin kohdistuvaan kuormaan. FE-analyysin antama suurin lisävoima on 4360 Newtonia. Ruuviin kohdistuvan lisävoiman suhteen tulokset ovat todella lähellä toisiaan. On kuitenkin huomioitava, että kyseessä on vain ruuviin kohdistuva lisävoima ja todellisuudessa FE-analyysissä kyseiseen liitoskohtaan vaikuttaa 3770 Newtonia $((4360N - 4070N)/0,077)$ suurempi ulkoinen voima.

Riittävän suuri esikiristys ja oikeanlainen liitos sallivat ulkoisen voiman suurenkin vaihtelun ilman, että sillä on juurikaan merkitystä ruuvin rasituksiin. Taulukon (Taulukko 4-4) tuloksista nähdään, että maksimi vetovoima on lähellä ruuvin vetokestävyyttä. Ruuville tuleva lisävoima on kuitenkin niin pientä, että ruuvi tulee varmasti kestämään. Kuten teoriaosassa jo mainittiin, ruuvi ei tule hajoamaan, jos se ei hajoa jo esikiristyksessä. Tuloksista nähdään vielä, että suurin nimellinen jännitysvaihtelu on pienempi kuin ruuville laskettu äärettömän kestoajan raja. Ruuviin kohdistuvat jännitysvaihtelut ovat siis sen verran pieniä, että ruuvilla on ääretön kestoikä väsymisen suhteen.

Taulukko 4-4: Laskelmien tulokset ruuviliitokselle

Ruuvien määrä	12
Ruuvien koko	M20
Ruuvien lujuus	10.9
Esikivistysmomentti	500 kNm
Maksimi vetovoima	166,5 kN
Ruuvin vetokestävyys	179,9 kN
Nimellinen jännitysvaihtelu	16,3 MPa
Äärettömän kestoiän raja	20,2 MPa

Taulukko 4-5: FE-analyysillä saadut ruuvivoimat (koordinaatisto kuvassa (Kuva 4-32))

Type	X-Component	Y-Component	Z-Component	Resultant	Connector
Shear Force (N)	762.38	0	873.3	1159.3	Counterbore Screw-1
Axial Force (N)	0	-1.6167e+005	0	1.6167e+005	Counterbore Screw-1
Bending moment (N-m)	20.295	0	-16.942	26.438	Counterbore Screw-1
Shear Force (N)	513.87	0	711.38	877.57	Counterbore Screw-2
Axial Force (N)	0	-1.6316e+005	0	1.6316e+005	Counterbore Screw-2
Bending moment (N-m)	13.994	0	-18.11	22.887	Counterbore Screw-2
Shear Force (N)	799.48	0	415.71	901.1	Counterbore Screw-3
Axial Force (N)	0	-1.61e+005	0	1.61e+005	Counterbore Screw-3
Bending moment (N-m)	10.14	0	-19.015	21.549	Counterbore Screw-3
Shear Force (N)	424.89	0	507.98	662.25	Counterbore Screw-4
Axial Force (N)	0	-1.6504e+005	0	1.6504e+005	Counterbore Screw-4
Bending moment (N-m)	11.978	0	-20.52	23.76	Counterbore Screw-4
Shear Force (N)	655.99	0	118.82	666.66	Counterbore Screw-5
Axial Force (N)	0	-1.613e+005	0	1.613e+005	Counterbore Screw-5
Bending moment (N-m)	3.2971	0	-14.676	15.041	Counterbore Screw-5
Shear Force (N)	516.45	0	253.42	575.27	Counterbore Screw-6
Axial Force (N)	0	-1.6669e+005	0	1.6669e+005	Counterbore Screw-6
Bending moment (N-m)	5.0206	0	-26.947	27.411	Counterbore Screw-6
Shear Force (N)	678.1	0	-219.34	712.7	Counterbore Screw-7
Axial Force (N)	0	-1.617e+005	0	1.617e+005	Counterbore Screw-7
Bending moment (N-m)	-5.6193	0	-15.28	16.281	Counterbore Screw-7
Shear Force (N)	456.96	0	201.05	499.23	Counterbore Screw-8
Axial Force (N)	0	-1.6676e+005	0	1.6676e+005	Counterbore Screw-8
Bending moment (N-m)	5.6263	0	-23.556	24.219	Counterbore Screw-8
Shear Force (N)	420.33	0	-221.83	475.27	Counterbore Screw-9
Axial Force (N)	0	-1.6199e+005	0	1.6199e+005	Counterbore Screw-9
Bending moment (N-m)	-0.7337	0	-10.978	11.003	Counterbore Screw-9
Shear Force (N)	209.08	0	-83.492	225.14	Counterbore Screw-10
Axial Force (N)	0	-1.6251e+005	0	1.6251e+005	Counterbore Screw-10
Bending moment (N-m)	4.84	0	-4.5979	6.6758	Counterbore Screw-10
Shear Force (N)	51.442	0	211.2	217.37	Counterbore Screw-11
Axial Force (N)	0	-1.6441e+005	0	1.6441e+005	Counterbore Screw-11
Bending moment (N-m)	16.988	0	-0.23851	16.989	Counterbore Screw-11
Shear Force (N)	26.806	0	490	490.73	Counterbore Screw-12
Axial Force (N)	0	-1.6553e+005	0	1.6553e+005	Counterbore Screw-12
Bending moment (N-m)	25.354	0	-0.9616	25.372	Counterbore Screw-12

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tarkoituksena oli suunnitella traktoriin kiinnitettävä telaketjualusta. Suunnittelun lähtökohtana ollut riittävän pieni pintapaine maan ja telaketjualustan välillä toteutui myös hyvin. Kosketuspintana toimivan telakengän leveyden ja akselivälin muodostaman pinta-alan valinta oli iteratiivista. Tässä työssä akseliväli saatiin valittua sopivaksi traktorin mittoihin nähden ja telakengän leveys saatiin samalla pysymään tuotannollisesti matalammassa hintaluokassa.

Telaketjualustan komponenttien valinta on valmistajien ohjeita seuraamalla kohtuullisen suoraviivaista ja helppoa. Ohjeita noudattamalla usein kuitenkin päädyttiin liiankin järeisiin ja siitä syystä kalliimpiin ratkaisuihin. Valinnoissa tarvittiinkin kokemuseräistä tietoa, jolloin päästiin optimaalisimpaan ratkaisuun kestävyys- ja kustannusten suhteen.

Koneen raideleveyttä piti pystyä muuttamaan kaikkiin vaatimuksiin sopivaksi. Raideleveyden muutoksen toteuttamiseksi tarkasteltiin muutamia erilaisia ratkaisuja. Rinnakkain asetettavat levityspalkit valikoituivat lopulta käytettäväksi. Niiden suurimpana etuna on, että kaikki levityspalkit ovat keskenään samankokoisia. Huonona puolena on rakenteen epäsymmetrisyys, jolloin jännitykset eivät jakaudu tasaisesti. Muilla vaihtoehdoilla ongelmia ilmeni lähinnä suuren levitystarpeen ja maantielain vaatiman suurimman kuljetusleveyden yhdistämisestä. Niillä on kuitenkin rinnakkaisiin levityspalkkeihin verrattuna eräitä muita etuja, joista voi olla hyötyä erityyppisiä telustasovelluksia suunniteltaessa.

Traktorin kiinnitys telaketjualustaan saatiin myös ratkaistua niin, että traktori on mahdollista myöhemmin irrottaa alustastaan ja palauttaa alkuperäiseen käyttöön. Kiinnityksen ratkaisu on myös sellainen, että sitä on helppo muokata muihin traktoreille sopivaksi.

Tässä työssä esitetty runkorakenne on jo sen verran monimutkainen, että teräsrakennesuunnittelussa käytettäviä laskelmia varten piti tehdä huomattavia yksinkertaistuksia. Tästä syystä tulokset eivät välttämättä olleet tarpeeksi tarkkoja. Käsien suoritettujen laskelmien lisäksi oli välttämätöntä hyödyntää myös FE-analyyseja. Kuormitusten, tuentojen ja liitosten oikeanlainen huomioon ottaminen FE-analyysissa osoittautui tärkeäksi ja ammattitaitoa vaativaksi. Tarkastelukohteissa, joissa laskelmia varten ei tarvinnut tehdä yksinkertaistuksia, tulokset vastasivat hyvin elementtimenetelmällä saatuja tuloksia. Eri menetelmin saatujen tulosten vertailun perusteella voitiin todeta rakenteen mitoituksen olevan luotettava. Todellisten jännitysten määrittämiseksi pitäisi tehdä vielä venymäliuska- tms. mittauksia koneen käyttöolosuhteissa, mutta ollakseen kaupallisesti

järkevää edellä mainittu vaihtoehto vaatisi koneen sarjatuotantoa. Tässä työssähän oli kyse vain yksittäistapauksesta.

Mitoitus kannatti suorittaa ääritilanteiden mukaan. Tällöin rakenne tulee kestämään kaikki mahdolliset staattiset rasitukset. Tässä työssä käytettiin neljää eri kriittistä tapausta, joiden perusteella voitiin todeta rakenteen kestävä. Rakenteen väsymisen kesto on huomioitu tekemällä mitoitus niin, että staattisten tilanteiden jännitykset (jännitysvaihtelut) jäävät riittävän alhaisiksi. Tarkemmalla väsymismitoituksella rakenteen massaa pystyisi hieman pudottamaan. Tämä ei kuitenkaan ollut tässä työssä tarkoituksen mukaista, koska teräsosien massa (noin 4000 kg) on vain noin viidesosa koko koneen massasta. Muutaman sadan kilon kevennyksellä ei saataisi juurikaan kustannussäästöjä eikä pintapaine oleellisesti pieneneisi. Näin toimimalla saatiin kuitenkin huomattava etu rakenteen kestävyysnäkannalta.

Levityspalkkien ja telarungon välinen ruuviliitos toimii kitkaliitoksella. Tällöin liitospinnat kantavat leikkausvoimat, eikä niitä silloin kohdistu ruuveihin lainkaan. Liitosten pitävyyden kannalta riittävän suuri esikivistys ruuveille on oleellisen tärkeää. Suurella esikivistyksellä myös vähennetään ruuveihin kohdistuvia väsyttäviä jännitysvaihteluita. Esikivistyksen ohella liitoksen konstruktiolla on merkitystä jännitysvaihteluiden suuruuteen. Oikeanlainen rakenne ja sopivan suuruinen esikivistys takaavat kestävä ja pettämättömän liitoksen.

Suunnittelun aikana tehtiin monenlaisia ratkaisuja, mutta lopulliseen muotoon päädyttiin yksinkertaisuuden, kestävyysnäkannan ja hinnan kompromissina. Kehitys- ja muutosehdotuksia ei työn valmistuessa ole, koska kaikki hyväksi havaitut ehdotukset on heti toteutettu suunniteltuun telaketjugalustaan. Tämän diplomityön valmistuessa, telaketjugalustaa ei ole vielä valmistettu, eikä sitä näin ollen ole päästy testaamaan työympäristössä. Sieltä saatua palautetta ja kehitysehdotuksia ei siis tässä vaiheessa vielä ole saatavissa.

Tämä työ antaa hyvän kuvan telaketjugalustan suunnittelusta ja siinä huomioon otettavista asioista. Komponenttien valintaperusteiden, erilaisten rakennevaihtoehtojen ja teräsrakennemitoituksen tunteminen auttaa vastaavanlaisen suunnittelun toteuttamisessa. Työn lopputuloksena saatu telaketjugalusta täyttää asiakkaan keskeiset vaatimukset.

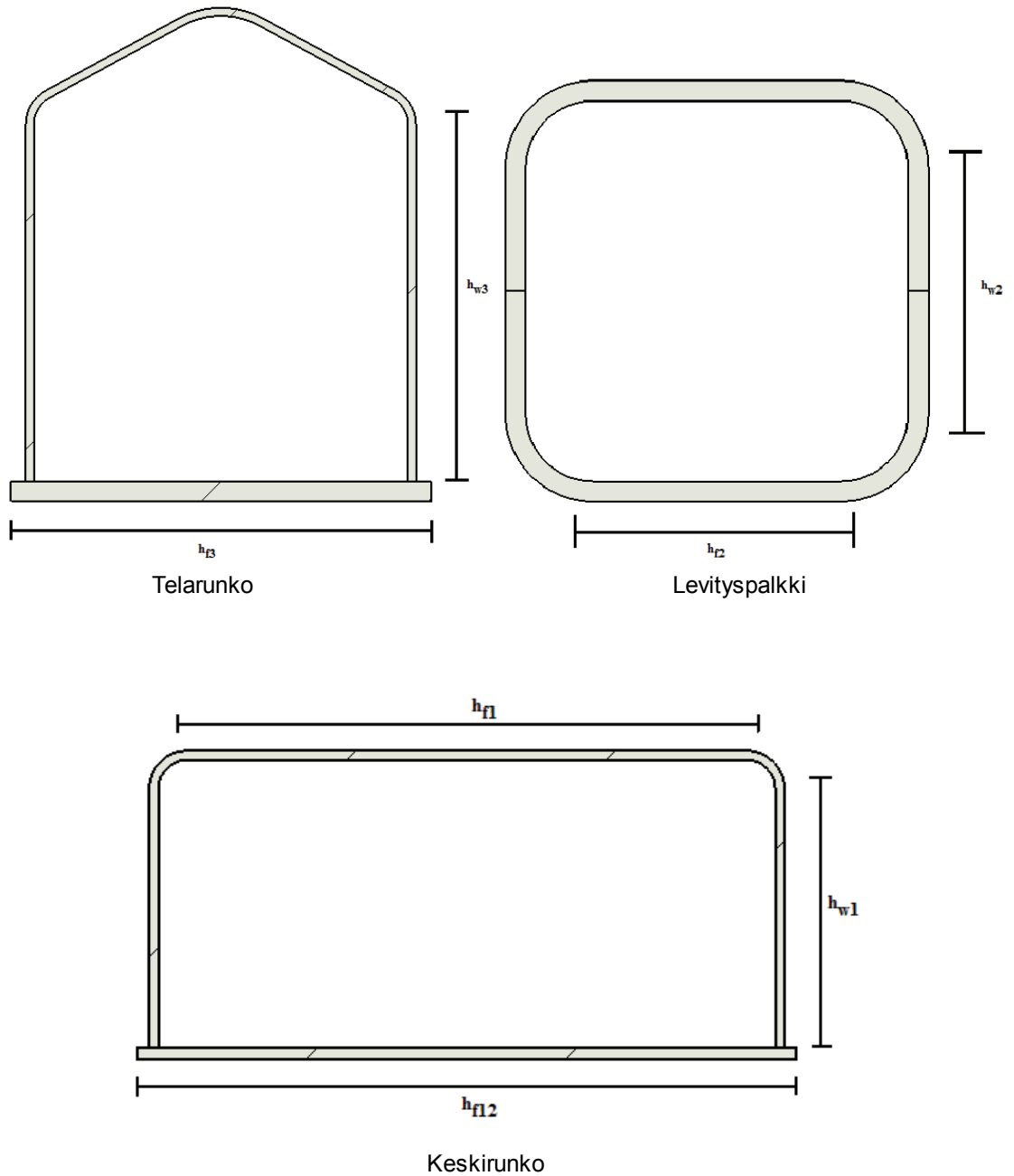
LÄHTEET

- [1] Undercarriage groups for excavators and special track-type machines. 4. edition. 1993, Berco engineering department. 56 s.
- [2] [WWW]. [Viitattu 26.9.2012]. Saatavissa: <http://alfalah-parts.com/about.htm>.
- [3] John Deere undercarriage wear and care [WWW]. [Viitattu 26.9.2012]. Saatavissa: http://www.deere.com/en_US/docs/construction/non-product_pdfs/parts/parts_by_industry/undercarriage/DKB765.pdf.
- [4] Undercarriage Configurations and Options [WWW]. [Viitattu 26.9.2012]. Saatavissa: http://www.finning.ca/services/machine_services/Machine_Maintenance/Undercarriage/Configurations_and_Options.aspx.
- [5] Track Chains [WWW]. [Viitattu 26.9.2012]. Saatavissa: http://www.itramerica.com/products_undercarriage_trackChains.html.
- [6] Development and innovation. Hagen 1995, Intertractor.
- [7] Undercarriage Maintenance & Operating Tips [WWW]. [Viitattu 26.9.2012]. Saatavissa: http://www.finning.ca/services/machine_services/Machine_Maintenance/Undercarriage/Maintenance_and_Operating_Tips.aspx.
- [8] Hietikko, E., Lehtonen, U. Lujuuslaskennan perusteet. Keuruu 1994, Otava. 183 s.
- [9] Outinen, H., Salmi, T., Vulli, P. Lujuusopin perusteet. Tampere 2007, Pressus Oy. 464 s.
- [10] Niemi, E. Levyrakenteiden suunnittelu. 2003, Teknologiateollisuus Ry. 136 s.
- [11] Ongelin, P. & Valkonen, I. Hitsatut profiilit EN-1993 –käsikirja. Uudistettu 3. painos. Keuruu 2010, Rautaruukki Oyj. 608 s.
- [12] Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa SFS-EN-1993-1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. 2005, Suomen standardisoimisliitto SFS. 99 s.
- [13] Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa SFS-EN-1993-1-5: Levyrakenteet. 2006, Suomen standardisoimisliitto SFS. 57 s.
- [14] Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa SFS-EN-1993-1-9: Väsyminen. 2005, Suomen standardisoimisliitto SFS. 41 s.

- [15] Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M., Välimä, V. Koneenosien suunnittelu. Juva 1995, WSOY. 796 s.
- [16] Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa SFS-EN-1993-1-8: Liitosten mitoit. 2005, Suomen standardisoimisliitto SFS. 148 s.
- [17] Kivioja, S. Konetekniikka. 7. painos. Keuruu 2009, Otava. 188 s.
- [18] Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa SFS-EN-1993-1-12: Laajennus teräslajeihin S700 asti. 2007, Suomen standardisoimisliitto SFS. 11 s.
- [19] Ril 167-2 Teräsrakenteet 2. Helsinki 1992, Suomen Rakennusinsinöörien Liitto Ril r.y. 471 s.
- [20] Norton, RL. Machine Design, an integrated approach. Fourth edition. 2011, Pearson. 1055 s.
- [21] [WWW]. [Viitattu 12.10.2012]. Ferrometal Oy. Saatavissa: http://www.imatranpultti.fi/images/pdfs/tietoa_ruuviliitoksista.pdf.
- [22] Airila, M., Jantunen, E., Kivioja, S., Laihotie, E., Nurmi, L., Pora, M., Ranta, A. Koneenosat. Porvoo 1987, WSOY. 342 s.
- [23] Tampereen teknillisen yliopiston kurssin KSU-1210 (Koneenosaopin jatkokurssi) luentomateriaali. Tampere 2010.
- [24] Valtanen, E. Tekniikan taulukkokirja. 18. painos. Mikkeli 2010, Genesis-kirjat Oy. 1176 s.
- [25] Collins, Jack A., Busby, H., Staab, G. Mechanical design of machine elements and machines. Second edition. 2010, John Wiley & sons. 890 s.
- [26] Pahl, G., Beitz, W. Koneensuunnitteluoppi. Suom. Konttinen, U. 2. painos. Helsinki 1990, Metalliteollisuuden Kustannus Oy. 608 s.
- [27] Liikenneministeriön päätös erikoiskuljetuksista ja erikoiskuljetusajoneuvoista [WWW]. Helsinki 1992. [Viitattu 13.9.2012], Tieliikenneministeriö. Saatavissa: <http://www.finlex.fi/fi/laki/alkup/1992/19921715>.
- [28] Liikenne- ja viestintäministeriön asetus erikoiskuljetuksista ja erikoiskuljetusajoneuvoista annetun liikenneministeriön päätöksen muuttamisesta [WWW]. Helsinki 2001, Liikenneministeriö. Saatavissa: <http://www.finlex.fi/fi/laki/alkup/2001/20010750>.
- [29] Expandable undercarriages [WWW]. [Viitattu 14.10.2012]. Saatavissa: http://www.tracmec.it/en/products/expandable_undercarriages/.
- [30] Crawler undercarriages [WWW]. [Viitattu 12.10.2012]. Saatavissa: http://www.sampierana.com/crawler-undercarriages.html/?__store=inglese&__from_store=inglese.

Rakenteen kestävyys

Tässä liitteessä käydään läpi teräsrakenteen mitoitus teoriaosuuden mukaisesti. Käsiteltävät poikkileikkaukset ovat telarungot, levityspalkit ja keskirunko.



Tämän sivun kuvissa olevien profiilien mittasuhteet eivät ole keskenään vertailukelpoisia.

Poikkileikkausluokat

Lasketaan kappaleen 3.3.2 mukaisesti poikkileikkausluokat

	Keskirunko		Levityspalkki	Telarunko
Uuman paksuus	$t_{w1} := 8\text{mm}$		$t_{w2} := 12\text{mm}$	$t_{w3} := 8\text{mm}$
Uuman korkeus	$h_{w1} := 225\text{mm}$		$h_{w2} := 225\text{mm}$	$h_{w3} := 352\text{mm}$
	$\frac{h_{w1}}{t_{w1}} = 28.125$		$\frac{h_{w2}}{t_{w2}} = 18.75$	$\frac{h_{w3}}{t_{w3}} = 44$
Laipan paksuus	$t_{f1} := 8\text{mm}$	$t_{f12} := 10\text{mm}$	$t_{f2} := 12\text{mm}$	$t_{f3} := 20\text{mm}$
Laipan leveys	$h_{f1} := 484\text{mm}$	$h_{f12} := 570\text{mm}$	$h_{f2} := 225\text{mm}$	$h_{f3} := 416\text{mm}$
	$\frac{h_{f1}}{t_{f1}} = 60.5$	$\frac{h_{f12}}{t_{f12}} = 57$	$\frac{h_{f2}}{t_{f2}} = 18.75$	$\frac{h_{f3}}{t_{f3}} = 20.8$

Poikkileikkausluokkien raja-arvot saadaan standardista SFS-EN-1993-1-1

$$\text{Poikkileikkausluokka 1} \quad 72 \cdot \sqrt{\frac{235}{355}} = 58.58$$

$$\text{Poikkileikkausluokka 2} \quad 83 \cdot \sqrt{\frac{235}{355}} = 67.53$$

Jos leveyden/korkeuden ja paksuuden suhde on pienempi kuin poikkileikkausluokan raja-arvo, kuuluu poikkileikkaus siihen poikkileikkausluokkaan. Kaikki edellä lasketut poikkileikkaukset kuuluvat poikkileikkausluokkaan 1 tai 2. Tästä seuraa, että poikkileikkausten tehollinen pinta-ala on yhtä suuri kuin niiden bruttopinta-ala.

Leikkauslommahduksen tarkastelu

Leikkauslommahdus pitää tarkistaa, jos

$$\frac{72\varepsilon}{\eta} < \frac{h}{t} \quad (\text{kaava 3.3-15})$$

$$\text{Myötölujuus} \quad f_y := 355\text{MPa}$$

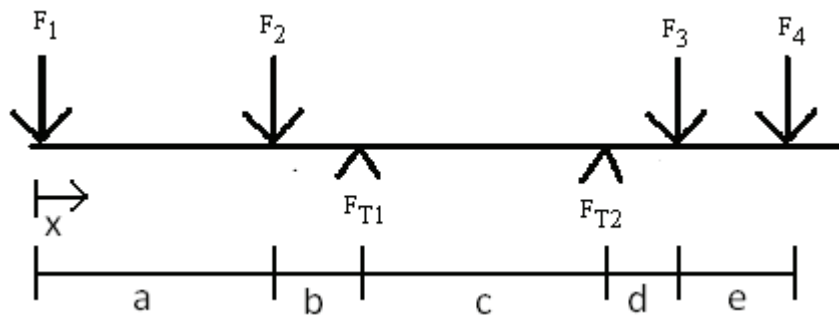
$$(\text{SFS-EN-1993-1-5}) \quad \varepsilon := \sqrt{\frac{235\text{MPa}}{f_y}} = 0.814$$

$$\text{Arvo standardista SFS-EN-1993-1-5} \quad \eta := 1.2$$

	Keskirunko	Levityspalkki	Telarunko
Uuman paksuus	$t_{w1} = 8 \cdot \text{mm}$	$t_{w2} = 12 \cdot \text{mm}$	$t_{w3} = 8 \cdot \text{mm}$
Uuman korkeus	$h_{w1} = 225 \cdot \text{mm}$	$h_{w2} = 225 \cdot \text{mm}$	$h_{w3} = 352 \cdot \text{mm}$
	$\frac{h_{w1}}{t_{w1}} = 28.125$	$\frac{h_{w2}}{t_{w2}} = 18.75$	$\frac{h_{w3}}{t_{w3}} = 44$
	$\frac{72\varepsilon}{\eta} = 48.817 \Rightarrow \text{Ei tarvitse tarkastaa}$		

Keskirunko

Näissä laskuissa keskirungon rakennetta on yksinkertaistettu jättämällä levityspalkkien kotelot pois. Tukipisteinä toimii pois jätettyjen koteloiden kohdilla olevat nivelöidyt pisteet. Kuormitustapaus: paino keskimmaisilla alarullilla.



Turvetyökalu	$F_1 := 3500 \text{ kg} \cdot g = 34.323 \cdot \text{kN}$	$a := 2500 \text{ mm}$
Traktorin painon osuus takakiinnityspisteellä	$F_2 := 3000 \text{ kg} \cdot g = 29.42 \cdot \text{kN}$	$b := 200 \text{ mm}$
Traktorin painon osuus etukiinnityspisteellä	$F_3 := 3000 \text{ kg} \cdot g = 29.42 \cdot \text{kN}$	$c := 2100 \text{ mm}$
		$d := 700 \text{ mm}$
Lisätankki ja toinen moottori	$F_4 := 2000 \text{ kg} \cdot g = 19.613 \cdot \text{kN}$	$e := 350 \text{ mm}$

Tukivoimat

Takana olevat
levityspalkit

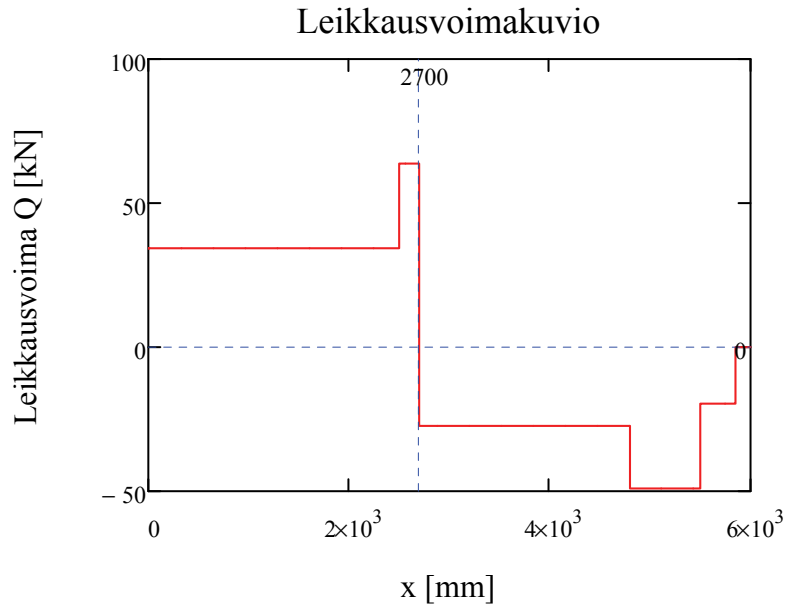
$$F_{T1} := \frac{F_1 \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot (b + c) - F_3 \cdot d - F_4 \cdot (d + e)}{c} = 91.062 \cdot \text{kN}$$

Edessä olevat
levityspalkit

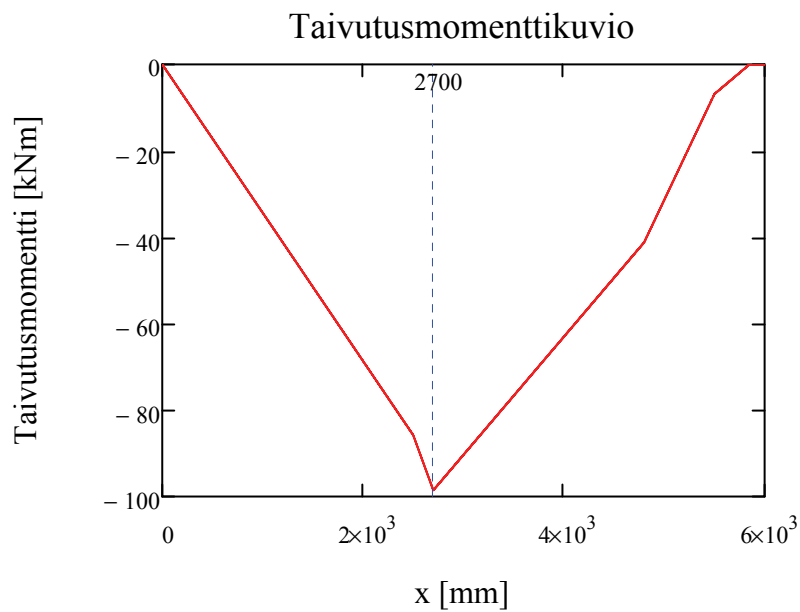
$$F_{T2} := F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_{T1} = 21.715 \cdot \text{kN}$$

Leikkausvoima

$$Q(x) := \begin{cases} F_1 & \text{if } x < a \\ (F_1 + F_2) & \text{if } a \leq x < a + b \\ (F_1 + F_2 - F_{T1}) & \text{if } a + b \leq x < a + b + c \\ (F_1 + F_2 - F_{T1} - F_{T2}) & \text{if } a + b + c \leq x < a + b + c + d \\ (F_1 + F_2 - F_{T1} - F_{T2} + F_3) & \text{if } a + b + c + d \leq x < a + b + c + d + e \\ (F_1 + F_2 - F_{T1} - F_{T2} + F_3 + F_4) & \text{if } x \geq a + b + c + d + e \end{cases}$$

**Taivutusmomentti**

$$M(x) := \begin{cases} F_1 \cdot x & \text{if } x < a \\ F_1 \cdot x + F_2 \cdot (x - a) & \text{if } a \leq x < a + b \\ F_1 \cdot x + F_2 \cdot (x - a) - F_{T1} \cdot (x - a - b) & \text{if } a + b \leq x < a + b + c \\ F_1 \cdot x + F_2 \cdot (x - a) - F_{T1} \cdot (x - a - b) - F_{T2} \cdot (x - a - b - c) & \text{if } a + b + c \leq x < a + b + c + d \\ F_1 \cdot x + F_2 \cdot (x - a) - F_{T1} \cdot (x - a - b) - F_{T2} \cdot (x - a - b - c) - F_{T3} \cdot (x - a - b - c - d) & \text{if } a + b + c + d \leq x < a + b + c + d + e \\ 0 & \text{if } x \geq a + b + c + d + e \end{cases}$$



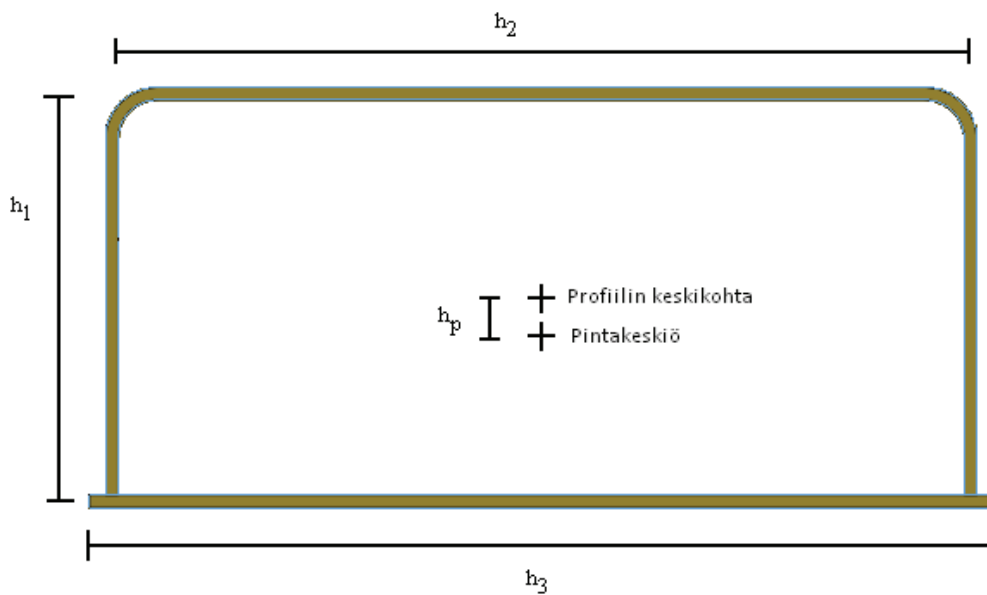
Itseisarvoltaan suurimmat
leikkausvoimat ja momentit

$$Q(2699\text{mm}) = 63.743 \cdot \text{kN}$$

$$M(2700\text{mm}) = 98.557 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Poikkileikkauksen neliömomentti

Seinämien paksuus	$t_1 := 8\text{mm}$
	$t_2 := 10\text{mm}$
Seinämien pituudet	$h_1 := 258\text{mm}$
	$h_2 := 547\text{mm}$
	$h_3 := 570\text{mm}$
Pintakeskiön paikka (Solidworksistä)	$h_p := 18.4\text{mm}$



$$\begin{aligned} \text{Neliömomentti } I_{Z.} := & 2 \cdot \frac{t_1 \cdot (h_1)^3}{12} + 2t_1 \cdot h_1 \cdot h_p^2 + \frac{h_2 t_1^3}{12} + t_1 \cdot h_2 \cdot \left(\frac{h_1}{2} + h_p \right)^2 \dots = 1.892 \times 10^8 \cdot \text{mm}^4 \\ & + \frac{h_3 \cdot t_2^3}{12} + t_2 \cdot h_3 \cdot \left(\frac{h_1}{2} - h_p \right)^2 \end{aligned}$$

Täysin tarkan tuloksen saamiseksi pitäisi pyöristykset ottaa huomioon. Koska Solidworksistä on mahdollista ottaa tarkka neliömomentin arvo, käytetään sitä:

$$I_Z := 184011187.26 \text{mm}^4$$

Keskirungon kestävyys

Myötölujuus	$f_y = 355 \cdot \text{MPa}$
Osavarmuusluku	$\gamma_{M0} := 1$ (Taulukko 3-2)
Arvo standardista SFS-EN-1993-1-5	$\eta = 1.2$

Leikkauskestävyys

$$A_v := 2\eta \cdot [(h_1 - t_1)t_1] \quad (\text{SFS-EN-1993-1-1})$$

$$V_{pl.Rd} := \frac{A_v \cdot f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} = 983.805 \cdot \text{kN} > Q(2699\text{mm}) = 63.743 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaavat 3.3-11 ja 3.3-12})$$

=> Poikkileikkaus kestää leikkauksen

Koska leikkauslommahdus ei vaikuta, tarkastellaan ehtoa (kappale 3.3.4.4): $0.5V_{pl.Rd} > Q(2699\text{mm})$. Ehto ei toteudu, joten leikkauksen vaikutusta ei tarvitse huomioida taivutuskestävyyttä laskettaessa.

Taivutuskestävyys

Plastisuusteorian mukainen taivutusvastus

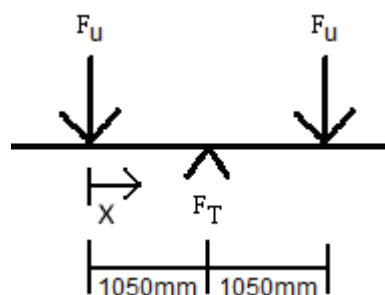
$$W_{pl} := \left[t_1 \cdot h_2 \cdot \left(\frac{h_1}{2} - h_p \right) + t_2 \cdot h_3 \cdot \left(\frac{h_1}{2} + h_p \right) + 2 \frac{t_1 \cdot h_1 \cdot h_1}{4} \right] = 1.59 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

$$M_{c.Rd} := \frac{W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = 564.6 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} > M(2700\text{mm}) = 98.557 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad (\text{kaavat 3.3-6 ja 3.3-7})$$

=> Poikkileikkaus kestää taivutuksen

Telarunko

Profiili liitteen alussa. Kuormitustapaus: paino keskimmaisilla alarullilla. Palkki on keskeltä tuettu ja siihen kohdituu ulkoiset voimat levityspalkkien kohdilla.



Levyn paksuus	$t_3 := 8\text{mm}$
Vääntömomentti	$T_3 := 150\text{kN} \cdot 300\text{mm} = 45 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Vääntövastuksen laskemiseen käytettävä pinta-ala	$A_t := 1.55 \cdot 10^5 \text{mm}^2$

Vääntövastus

$$W_v := 2 \cdot A_t \cdot t_3 = 2.48 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

Neliömomentti (Solidworksistä)

$$I_{3,z} := 3.8 \cdot 10^8 \text{mm}^4$$

Taivutusvastus

$$W_{3,z} := \frac{I_z}{220\text{mm}} = 8.364 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

Staattinen momentti

$$S_3 := 20\text{mm} \cdot 416\text{mm} \cdot 230\text{mm} = 1.914 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

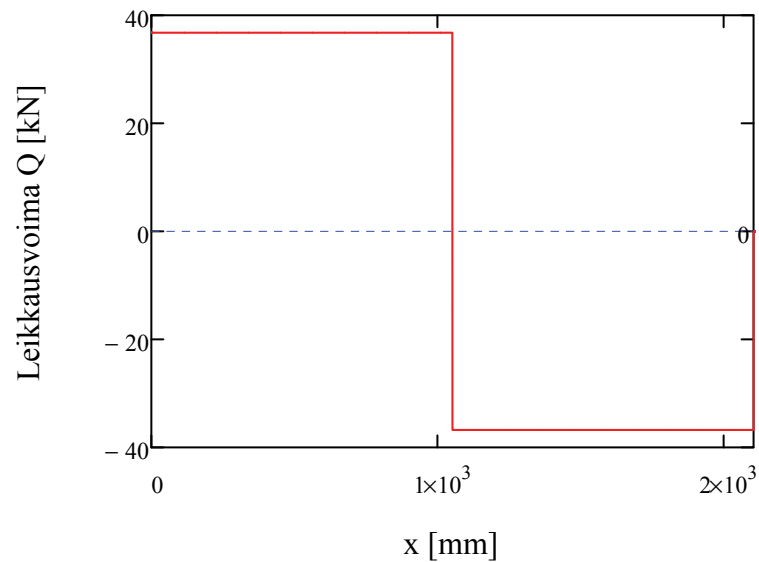
Ulkoinen voima

$$F_u := \frac{15000\text{kg} \cdot g}{4} = 36.775 \cdot \text{kN}$$

Leikkausvoima

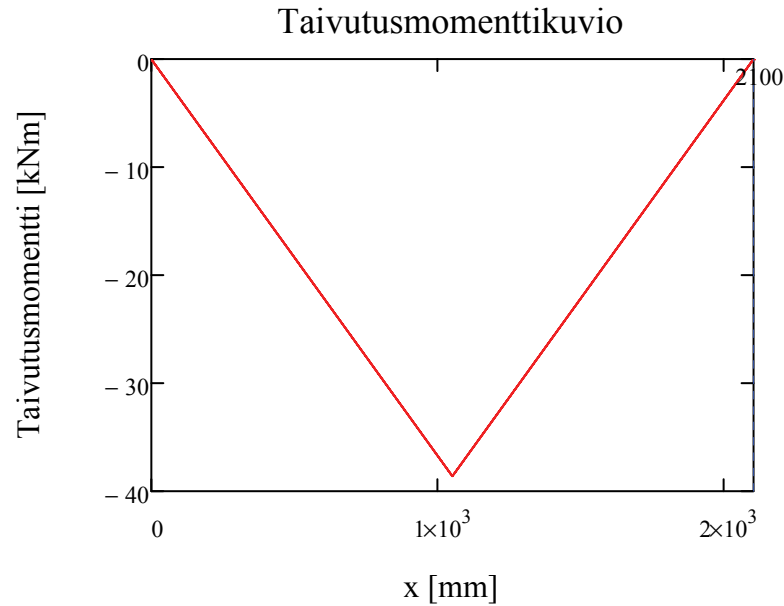
$$Q_3(x) := \begin{cases} F_u & \text{if } x < 1050\text{mm} \\ F_u - 2 \cdot F_u & \text{if } 1050\text{mm} \leq x < 2100\text{mm} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Leikkausvoimakuvio



Taivutusmomentti

$$M_3(x) := \begin{cases} (F_u \cdot x) & \text{if } x < 1050\text{mm} \\ [F_u \cdot x - 2 \cdot F_u \cdot (x - 1050\text{mm})] & \text{if } 1050\text{mm} \leq x < 2100\text{mm} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$



Itseisarvoltaan suurimmat
leikkausvoimat ja momentit

$$Q_3(1049\text{mm}) = 36.775 \cdot \text{kN}$$

$$M_3(1050\text{mm}) = 38.614 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Leikkauskestävyys telarungossa

$$A_{3,v} := 2\eta \cdot (250\text{mm} t_3) \quad (\text{SFS-EN-1993-1-1})$$

$$V_{3,pl,Rd} := \frac{A_v \cdot f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} = 983.805 \cdot \text{kN} > Q_3(1049\text{mm}) = 36.775 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaavat 3.3-11 ja 3.3-12})$$

=> Poikkileikkaus kestää leikkauksen

Koska leikkauslommahdus ei vaikuta, tarkastellaan ehtoa (kappale 3.3.4.4): $0.5V_{pl,Rd} > Q_3(1049\text{mm})$. Ehto ei toteudu, joten leikkauksen vaikutusta ei tarvitse huomioida taivutuskestävyyttä laskettaessa.

Taivutuskestävyys telarungossa

Plastisuusteorian mukainen taivutusvastus (huomioitu kriittisimmällä kohdalla alarullaa varten oleva aukko)

$$W_{3,pl} := 20\text{mm} \cdot 100\text{mm} \cdot 200\text{mm} + t_3 \cdot 250\text{mm} \cdot (150\text{mm}) + 2 \frac{t_3 \cdot (250\text{mm})^2}{4} = 9.5 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

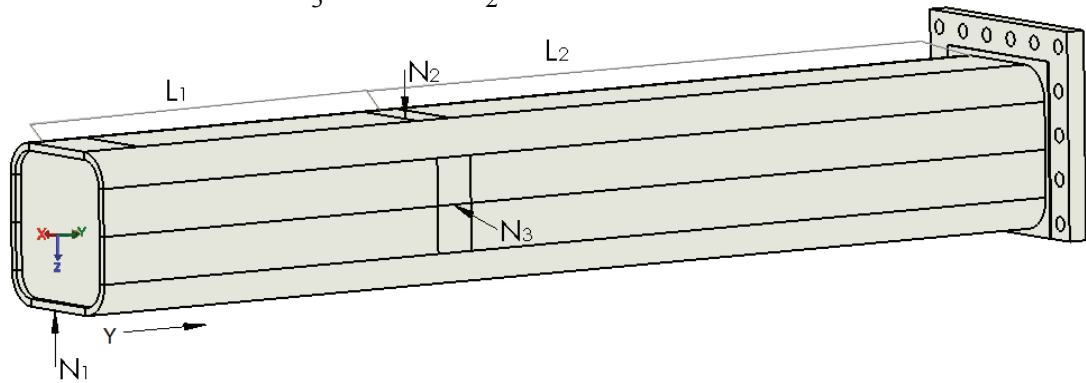
$$M_{3,c,Rd} := \frac{W_{3,pl} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} = 337.25 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} > M_3(1050\text{mm}) = 38.614 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad (\text{kaavat 3.3-6 ja 3.3-7})$$

=> Poikkileikkaus kestää taivutuksen

Levityspalkki

Profiili liitteen alussa

Parametrit	$N_1 := 24\text{kN}$	
	$N_2 := 67\text{kN}$	$L_1 := 585\text{mm}$
	$N_3 := 60\text{kN}$	$L_2 := 1065\text{mm}$

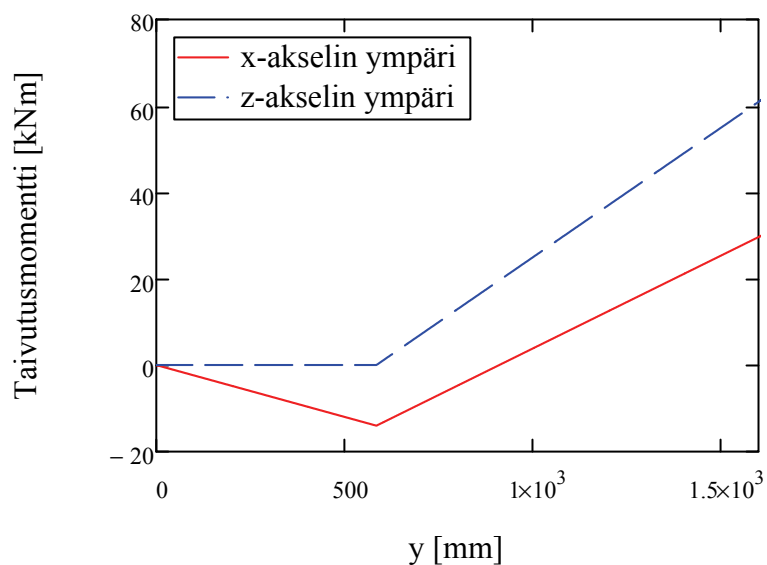


Taivutusmomentit

$$\text{taivutus x-akselin ympäri} \quad M_4(y) := \begin{cases} (N_1 \cdot y) & \text{if } y < L_1 \\ N_1 \cdot y - N_2 \cdot (y - L_1) & \text{if } L_1 \leq y \leq L_1 + L_2 \end{cases}$$

$$\text{taivutus z-akselin ympäri} \quad M_5(y) := \begin{cases} 0 & \text{if } y < L_1 \\ N_3 \cdot (y - L_1) & \text{if } L_1 \leq y \leq L_1 + L_2 \end{cases}$$

Taivutusmomenttikuvio



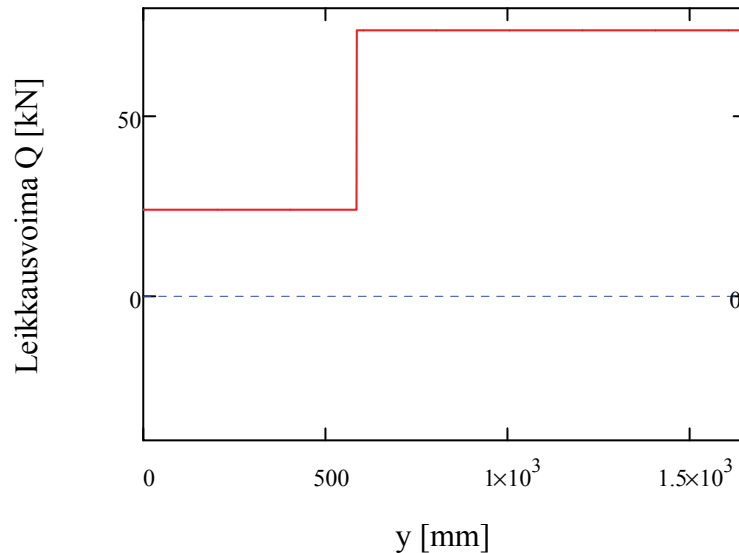
Suurimmat taivutusmomentit tulevat levityspalkin kiinnityskohtaan

$$\begin{aligned} \text{taivutus x-akselin ympäri} \quad & |M_4(L_1 + L_2)| = 31.755 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \\ \text{taivutus z-akselin ympäri} \quad & |M_5(L_1 + L_2)| = 63.9 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Leikkausvoima

$$Q_4(y) := \begin{cases} N_1 & \text{if } y < L_1 \\ \sqrt{(N_1 - N_2)^2 + N_3^2} & \text{if } L_1 \leq y < L_1 + L_2 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Leikkausvoimakuvio



Suurin leikkausvoima $Q_4(L_1) = 73.817 \cdot \text{kN}$

Leikkauskestävyys levityspalkissa

$$A_{4,v} := 2\eta \cdot (150 \cdot 12) \text{ mm}^2 \quad (\text{SFS-EN-1993-1-1})$$

$$V_{4,pl,Rd} := \frac{A_{4,v} \cdot f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} = 885.424 \cdot \text{kN} > Q_4(L_1) = 73.817 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaavat 3.3-11 ja 3.3-12})$$

=> Poikkileikkaus kestää leikkauksen

Taivutuskestävyys levityspalkissa

Koska leikkaukslommahdus ei vaikuta, tarkastellaan ehtoa (kappale 3.3.4.4): $0.5V_{pl,Rd} >$ $Q_4(L_1)$ Ehto ei toteudu, joten leikkauksen vaikutusta ei tarvitse huomioida taivutuskestävyyttä laskettaessa.

Levityspalkki on symmetrinen, joten neliömomentit ja taivutusvastukset molempien akseleiden suhteen ovat samat

Plastinen taivutusvastus $W_{4,pl} := 200 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm} \cdot \frac{238 \text{ mm}}{2} \cdot 4 = 1.142 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$

Myötölujuus $f_y = 355 \cdot \text{MPa}$

$$(\text{SFS-EN-1993-1-1}) \quad \frac{|M_4(L_1 + L_2)|}{W_{4,pl} \cdot f_y} + \frac{|M_5(L_1 + L_2)|}{W_{4,pl} \cdot f_y} = 0.236 < 1$$

=> Poikkileikkaus kestää taivutuksen

Hitsausliitosten mitoitus

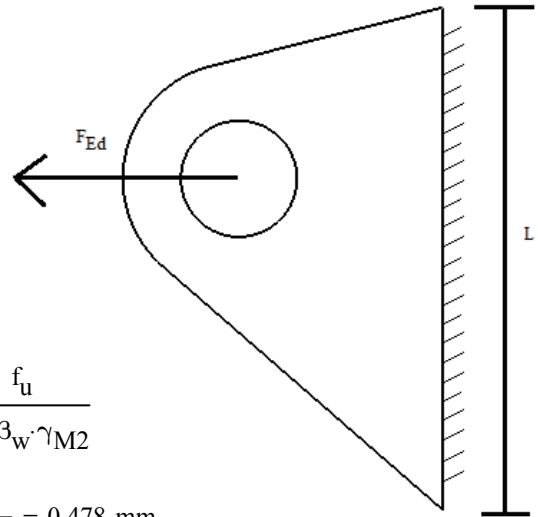
Hitsin mitoitusarvoja käytettäessä rakenneterästä S355

Taulukkoarvo (SFS-EN-1993-1-8)	$\beta_w := 0.9$
Osavarmuusluku (taulukko 3-2)	$\gamma_{M2} := 1.25$
Murtolujuus (taulukko 4-2)	$f_u := 510 \text{ MPa}$

Korvakkeet telapalkeissa

Yksinkertaisempi mitoitus tapa

Hitsin pituus	$L := 120 \text{ mm}$
Resultanttivoima	$F_{Ed} := 30 \text{ kN}$
Hitsin mitoituslujuus (kaava 3.5-7)	$F_{vw.d} := \frac{f_u}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}}$
Molemmille puolille tulevien hitsien tarvittava a-mitta (kaava 3.5-10)	$a := \frac{F_{Ed}}{F_{vw.d} \cdot 2L} = 0.478 \cdot \text{mm}$



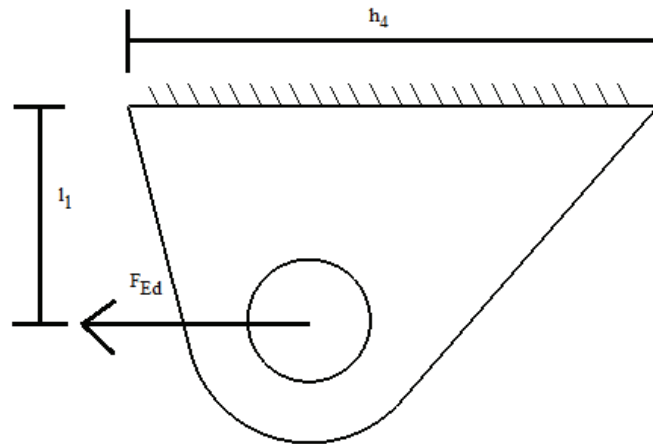
Komponenttimenetelmä

Levyn paksuus	$t := 12 \text{ mm}$
Normaalijännitys	$\sigma_{x.Ed} := \frac{F_{Ed}}{L \cdot t} = 20.833 \cdot \text{MPa}$
Leikkausjännitys	$\tau_{x.Ed} := 0$
Molemmille puolille tulevien hitsien tarvittava a-mitta (kaava 3.5-5)	$a := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t}{2f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_{x.Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{x.Ed}^2} = 0.39 \cdot \text{mm}$
(kaava 3.5-6)	$\frac{\sigma_{x.Ed} \cdot t}{2a} = 320.555 \cdot \text{MPa} < \frac{0.9 \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = 367.2 \cdot \text{MPa} \quad \text{OK}$

Yksinkertaisempi mitoitus tapa on konservatiivisempi. Tästä syystä myös sillä saatu a-mitta on hieman suurempi.

FE-analyysin jännityksellä	$a_{fe} := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t}{2f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot (75 \text{ MPa})^2} = 1.404 \cdot \text{mm}$
----------------------------	--

Korvakkeet keskipalkissa



Paksuus $t_4 := 12\text{mm}$

Pituus $h_4 := 155\text{mm}$

Poikkipinta-ala $A_1 := t_4 \cdot h_4 = 1.86 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$

Neliömomentti $I_{1,z} := \frac{t_4 \cdot h_4^3}{12} = 3.724 \times 10^6 \cdot \text{mm}^4$

Taivutusvastus $W_{1,z} := I_{1,z} \cdot \frac{2}{h_4} = 4.805 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

Kiinnityskohdan etäisyys tukipinnasta $l_1 := 123\text{mm}$

Taivutusmomentti $M_{\text{Ed},1} := F_{\text{Ed}} \cdot l_1 = 3.69 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Taivutusmomentin aiheuttama suurin vetojännitys $\sigma_{x,\text{Ed},1} := \frac{M_{\text{Ed},1}}{W_{1,z}} = 76.795 \cdot \text{MPa}$

Leikkausjännityksen oletetaan jakautuvan tasaisesti $\tau_{x,\text{Ed},1} := \frac{F_{\text{Ed}}}{A_1} = 16.129 \cdot \text{MPa}$

Kaavassa 3.5-5 käytettävät jännitykset lähteen [10] mukaisesti

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_{x,\text{Ed}} \cdot t}{2\sqrt{2} \cdot a} \quad \tau_{\parallel} = \frac{\tau_{x,\text{Ed}} \cdot t}{2 \cdot a}$$

Molemmille puolille tulevien hitsien tarvittava a-mitta (kaavasta 3.5-5)

$$a_1 := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_4}{2f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_{x,\text{Ed},1}^2 + 3 \cdot \tau_{x,\text{Ed},1}^2} = 1.484 \cdot \text{mm}$$

(kaava 3.5-6)

$$\frac{\sigma_{x,\text{Ed},1} \cdot t_4}{2a_1} = 310.449 \cdot \text{MPa} < \frac{0.9 \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = 367.2 \cdot \text{MPa} \quad \text{OK}$$

FE-analyysin jännityksellä

$$a_{1,\text{fe}} := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_4}{2f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot (235 \text{MPa})^2} = 4.399 \cdot \text{mm}$$

Keskirungon kiinnitysliitos

Katso profiili liitteestä 1

Itseisarvoltaan suurimmat
leikkausvoimat ja momentit
(Käytetään liitteestä 1 saatuja
arvoja)

$$Q(2699\text{mm}) = 63.743 \cdot \text{kN}$$

$$M(2700\text{mm}) = 98.557 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Taivutusvastus

$$W_z := \frac{I_z}{\frac{h_1 - t_2}{2} - h_p} = 1.743 \times 10^6 \cdot \text{mm}^3$$

Staattinen momentti

$$S_z := t_2 \cdot h_3 \cdot \left(\frac{h_1 - t_2}{2} - h_p \right) = 6.019 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

Normaalijännitys

$$\sigma_{x,\text{Ed},2} := \frac{M(2700\text{mm})}{W_z} = 56.56 \cdot \text{MPa}$$

Leikkausjännitys

$$\tau_{x,\text{Ed},2} := \frac{Q(2699\text{mm}) \cdot S_z}{I_z \cdot 2t} = 8.688 \cdot \text{MPa}$$

Tarvittava hitsin a-mitta
(molempien uumien
ulkoreunaan) (kaava 3.5-5)

$$a_3 := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_1}{2f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_{x,\text{Ed},2}^2 + 3 \cdot \tau_{x,\text{Ed},2}^2} = 1.436 \cdot \text{mm}$$

(kaava 3.5-6)

$$\frac{\sigma_{x,\text{Ed},2} \cdot t_1}{a_3} = 315.029 \cdot \text{MPa} < \frac{0.9 \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = 367.2 \cdot \text{MPa} \quad \text{OK}$$

FE-analyysin jännityksellä

$$a_{2,\text{fe}} := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_1}{f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot (168 \text{MPa})^2} = 4.193 \cdot \text{mm}$$

Telapalkin kiinnitysliitos

Katso profiili liitteestä 1

Itseisarvoltaan suurimmat
leikkausvoimat ja momentit
(Käytetään liitteestä 1 saatuja
arvoja)

$$Q_3(1049\text{mm}) = 36.775 \cdot \text{kN}$$

$$M_3(1050\text{mm}) = 38.614 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Leikkausjännitys

$$\tau_{x,\text{Ed},3} := \frac{Q_3(1049\text{mm}) \cdot S_3}{I_{3,z} \cdot t_3} = 23.149 \cdot \text{MPa}$$

Väännöstä aiheutuva
leikkausjännitys

$$\tau_v := \frac{T_3}{W_v} = 18.145 \cdot \text{MPa}$$

Normaalijännitys

$$\sigma_{x,\text{Ed},3} := \frac{M_3(1050\text{mm})}{W_{3,z}} = 46.166 \cdot \text{MPa}$$

Tarvittava hitsin a-mitta
(molempien uumien
ulkoreunaan) (kaava 3.5-5)

$$a_4 := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_3}{f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_{x,Ed.3}^2 + 3 \cdot (\tau_{x,Ed.3}^2 + \tau_v^2)} = 1.461 \cdot \text{mm}$$

(kaava 3.5-6)

$$\frac{\sigma_{x,Ed.3} \cdot t_3}{a_4} = 252.721 \cdot \text{MPa} < \frac{0.9 \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = 367.2 \cdot \text{MPa} \quad \text{OK}$$

FE-analyysin jännityksellä

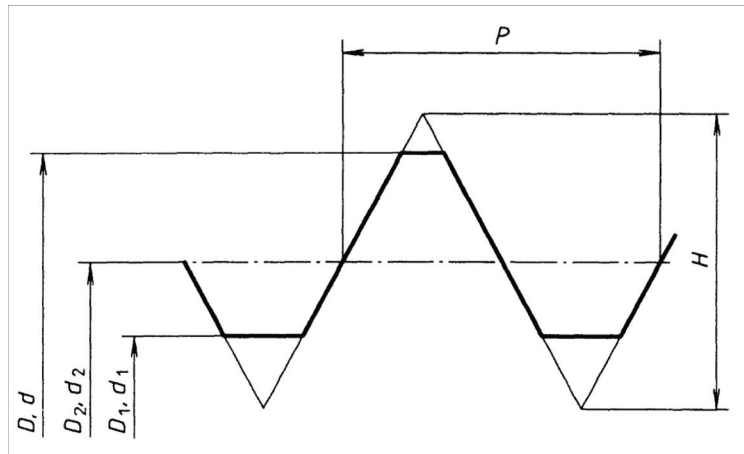
$$a_{3,fe} := \frac{\beta_w \cdot \gamma_{M2} \cdot t_3}{f_u} \cdot \sqrt{2 \cdot (192 \text{MPa})^2} = 4.792 \cdot \text{mm}$$

Ruuviliitos

Ruuvi M20

Nimellishalkaisija	$d := 20\text{mm}$	
Nousu	$p := 2.5\text{mm}$	(SFS-ISO 724)
Ruuvien lukumäärä	$n := 12$	
Reiän halkaisija	$d_0 := 22\text{mm}$	(SFS 3898 ISO 273)
Kannan kantavan pinnan halkaisija	$d_k := 0.903 \cdot 30\text{mm}$	

Sisähalkaisija	$d_1 := d - 1.0825 \cdot p = 17.294 \cdot \text{mm}$	(SFS-ISO 724)
Kylkihalkaisija	$d_2 := d - 0.6495 \cdot p = 18.376 \cdot \text{mm}$	(SFS-ISO 724)



Jännityspoikkipinta-ala

$$A_s := \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 = 249.825 \cdot \text{mm}^2$$

Lujuusluokka 10.9

$$S_{ut} := 1000\text{MPa}$$

$$S_y := 0.9 \cdot S_{ut} = 900 \cdot \text{MPa}$$

Ruuvin varren poikkipinta-ala

$$A_b := \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 3.142 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

Ruuvin ja laipan kimmomoduulit

$$E_b := 210\text{GPa}$$

$$E_m := 210\text{GPa}$$

Ruuvien jännitys esikiristysten aikana

Kierteestä johtuva vääntömomentti

$$M_G = F_i \cdot K_G(\mu_G) = \frac{1}{2} d_2 \cdot F_i \cdot \left(1.155 \cdot \mu_G + \frac{p}{\pi d_2} \right) \quad (\text{kaava 3.6-9})$$

Ruuviin kohdistuva leikkausjännitys

$$\tau_r = \frac{16 M_G}{\pi \cdot d_1^3} \quad (\text{kaava 3.6-10})$$

Vetojännitys

$$\sigma_M = \frac{F_i}{A_s} \quad (\text{kaava 3.6-11})$$

Vertailujännitys muodonvääristymishypoteesin (von Mises) mukaan

$$\sigma_{\text{ver}} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_r^2} = \sigma_M \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{\tau_r}{\sigma_M} \right)^2} \quad (\text{kaava 3.6-12})$$

Vertailujännitys ei saa ylittää arvoa $0.9 \cdot S_y$, tästä saadaan suurimmaksi sallituksi vetojännitykseksi ruuville asennuksen aikana

Myötölujuus $S_y = 900 \cdot \text{MPa}$

Sisähalkaisija $d_1 = 17.294 \cdot \text{mm}$

Kylkihalkaisija $d_2 = 18.376 \cdot \text{mm}$

Nousu $p = 2.5 \cdot \text{mm}$

Kierteen kitka μ_G

$$\sigma_M(\mu_G) := \frac{0.9 \cdot S_y}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[2 \cdot \frac{d_2}{d_1} \cdot \left(1.155 \cdot \mu_G + \frac{p}{\pi d_2} \right) \right]^2}} \quad (\text{kaava 3.6-13})$$

Pienellä kitkalla

Suurella kitkalla

$$\sigma_M(0.1) = 699.291 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_M(0.18) = 594.719 \cdot \text{MPa}$$

Tästä saadaan suurimmaksi sallituksi aksiaaliseksi vetovoimaksi eli esikiristysvoimaksi (kaava 3.6-14)

$$F_{i.} := \sigma_M(0.1) \cdot A_s = 174.7 \cdot \text{kN}$$

$$F_{i..} := \sigma_M(0.18) \cdot A_s = 148.576 \cdot \text{kN}$$

Esijännityksen osuus murtolujuudesta

$$\frac{\sigma_M(0.1)}{S_{ut}} = 0.699$$

$$\frac{\sigma_M(0.18)}{S_{ut}} = 0.595$$

Määritetään esikiristysvoimaksi

$$F_i := 0.65 \cdot S_{ut} \cdot A_s = 162.386 \cdot \text{kN}$$

Ruuvien esikivistysmomentti

Kylkihalkaisija	$d_2 = 18.376 \cdot \text{mm}$
Nousu	$p = 2.5 \cdot \text{mm}$
Esikivistysvoima	$F_i = 162.386 \cdot \text{kN}$
Kierteen kitkakerroin	μ_G
Ruuvien kannan ja alustan välinen kitkakerroin	μ_k
Reiän halkaisija	$d_0 = 22 \cdot \text{mm}$
Kannan kantavan pinnan halkaisija	$d_k = 27.09 \cdot \text{mm}$
Keskimääräinen kitkan vaikutusympyrän halkaisija	$D_{km} := \frac{d_k + d_0}{2}$

Kierteestä johtuva vääntömomentin kerroin

$$(M_G = F_i \cdot K_G(\mu_G)) \quad K_G(\mu_G) := \frac{1}{2} \cdot d_2 \cdot \left(1.155 \cdot \mu_G + \frac{p}{\pi d_2} \right) \quad (\text{kaavasta 3.6-9})$$

Ruuvien kannan ja alustan välinen kitkamomentin kerroin

$$(M_k = F_i \cdot K_k(\mu_k)) \quad K_k(\mu_k) := \frac{1}{2} \cdot \mu_k \cdot D_{km} \quad (\text{kaavasta 3.6-15})$$

Kokonaiskivistysmomentti

$$M_{A.}(\mu_G, \mu_k) := F_i \cdot (K_G(\mu_G) + K_k(\mu_k)) \quad (\text{kaava 3.6-16})$$

$$M_{A.}(0.1, 0.1) = 436.229 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{A.}(0.18, 0.18) = 733.523 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Määritetään esikivistysmomentiksi

$$M_A := 500 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tällä kivistysmomentilla eri kitkakertoimilla esikivistysvoimaksi saadaan

$$F_{i2}(\mu_{G2}, \mu_{k2}) := \frac{M_A}{K_G(\mu_{G2}) + K_k(\mu_{k2})} \quad (\text{kaava 3.6-17})$$

Pienellä kitkalla

$$F_{i,\max} := F_{i2}(0.1, 0.1) = 186.125 \cdot \text{kN}$$

Esikivistysosuus murtolujuudesta

$$\frac{F_{i,\max}}{A_s \cdot S_{ut}} = 0.745$$

Suurella kitkalla

$$F_{i,\min} := F_{i2}(0.18, 0.18) = 110.689 \cdot \text{kN}$$

Esikiristysten osuus murtolujuudesta

$$\frac{F_{i,\min}}{A_s \cdot S_{ut}} = 0.443$$

Määritellyllä kiristysmomentilla päästään haluttuun esikiristysvoimaan, kun vallitsevat kitkaolosuhteet ovat kohtuulliset. Alla esitetty yksi mahdollinen kitkayhdistelmä, jolla valittu esikiristys saavutetaan.

$$\frac{F_{i2}(0.114, 0.12)}{A_s \cdot S_{ut}} = 0.65$$

Lasketaan vielä varmuusluku minimikitkalla esikiristystilanteessa

Kierteestä johtuva vääntömomentti

$$M_{G2} := F_{i,\max} \cdot K_G(0.1)$$

Ruuviin kohdistuva leikkausjännitys

$$\tau_{r2} := \frac{16M_{G2}}{\pi \cdot d_1^3} = 267.422 \cdot \text{MPa}$$

Vetojännitys

$$\sigma_{M2} := \frac{F_{i,\max}}{A_s} = 745.021 \cdot \text{MPa}$$

Vertailujännitys muodonvääristymishypoteesin (von Mises) mukaan

$$\sigma_{\text{ver}2} := \sqrt{\sigma_{M2}^2 + 3 \cdot \tau_{r2}^2} = 877.269 \cdot \text{MPa}$$

Varmuusluku minimikitkalla

$$\frac{S_y}{\sigma_{\text{ver}2}} = 1.026$$

Alustan jousivakio

Alustan jousivakio lasketaan ruuvien alle jäävän jäykkyysskartion redusoidun pinta-alan avulla

$$\begin{aligned}
 \text{Liitettävän laipan paksuus} \quad l_k &:= 30 \text{ mm} \\
 \text{Ruuvien kannan halkaisija} \quad d_k &= 27.09 \cdot \text{mm} \\
 \text{Reiän halkaisija} \quad d_0 &= 22 \cdot \text{mm} \\
 \text{Liitettävien osien ulkohalkaisija} \quad D_A &:= d_k + l_k \\
 \text{Kierrereikä-ruuvi liitoksille} \quad x &:= \left(\frac{l_k}{D_A} \right)^{0.2} = 0.879 \quad (\text{SFS-EN-1993-1-8})
 \end{aligned}$$

$$(\text{kaava 3.6-30}) \quad A_m := \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_0^2) + d_k \cdot \frac{\pi}{8} \cdot (D_A - d_k) \cdot (x + 2) \cdot x = 1.004 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

$$\text{Alustan jousivakio} \quad k_m := \frac{A_m \cdot E_m}{l_k} = 7.029 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{kaava 3.6-29})$$

Ruuvien jousivakio

$$\begin{aligned}
 \text{Ruuvien pituus} \quad L &:= 70 \text{ mm} \\
 \text{Kierreosan pituus} \quad L_t &:= 46 \text{ mm} \quad \text{SFS 2197}
 \end{aligned}$$

Ruuvien eri osien jäykkyyksistä saadaan muodostettua ruuvien jousivakio (jouset sarjassa)

$$k_b := \frac{1}{\frac{L_t}{A_s \cdot E_b} + \frac{L - L_t}{A_b \cdot E_b} + \left[\frac{0.5}{\left(\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \right)} + \frac{0.83}{A_b} \right] \cdot \frac{d}{E_b}} = 5.9 \times 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{kaava 3.6-25})$$

Lisävoimasuhde

$$C := \frac{k_b}{k_m + k_b} = 0.077 \quad (\text{kaava 3.6-21})$$

Yhden ruuvien laipan liitospintojen aukeamiseen tarvittava vetovoima

$$P_0 := \frac{F_i}{1 - C} = 176.016 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaava 3.6-34})$$

Koko laipan aukeamiseen tarvittava vetovoima eli suurin sallittu ulkoinen kuormitus

$$\text{Varmuuskerroin} \quad N_{\text{auki}} := 1.5$$

$$\text{Yhden ruuvien kohdalla aukeamiseen tarvittava voima} \quad P_{\text{max}} := \frac{P_0}{N_{\text{auki}}} = 117.344 \cdot \text{kN}$$

$$P_{\text{tott}} := n \cdot P_{\text{max}} = 1.408 \times 10^3 \cdot \text{kN}$$

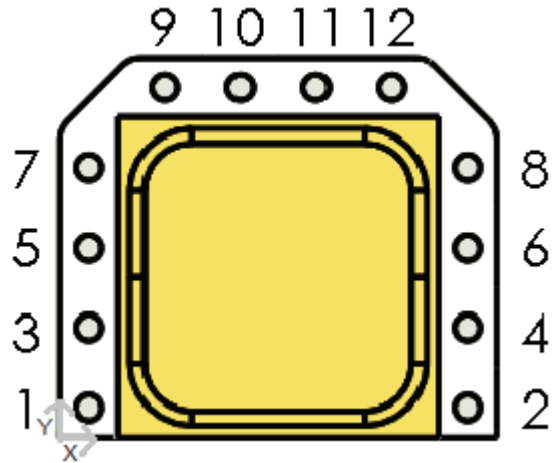
Taivutusmomenttien aiheuttamat ruuvivoimat

Neutraaliakselin paikka

Ruuvien etäisyys toisistaan y-suunnassa $k := \frac{270}{4} \text{ mm} = 67.5 \text{ mm}$

Etäisyys laipan puristuspuolen reunasta

$$\begin{aligned} Y_1 &:= 25 \text{ mm} & Y_2 &:= Y_1 \\ Y_3 &:= Y_1 + k & Y_4 &:= Y_3 \\ Y_5 &:= Y_3 + k & Y_6 &:= Y_5 \\ Y_7 &:= Y_5 + k & Y_8 &:= Y_7 \\ Y_9 &:= Y_7 + k & Y_{10} &:= Y_9 \\ Y_{11} &:= Y_9 & Y_{12} &:= Y_9 \end{aligned}$$



Ratkaistaan neutraaliakselin y_c paikka

Laipan leveys $b := 370 \text{ mm}$

Tasapainoyhtälö
$$\frac{b \cdot y_c^2}{2} + y_c \cdot n \cdot A_b - \sum_{j=1}^n (Y_j \cdot A_b) = 0 \quad (\text{kaava 3.6-2})$$

Neutraaliakselin paikka
$$y_c := \frac{\left[\frac{2 \cdot \left[\frac{A_b \cdot \left(A_b \cdot n^2 + 2 \cdot b \cdot \sum_{j=1}^n Y_j \right)}{2} - \frac{A_b \cdot n}{2} \right]}{b} \right]}{\left[\frac{2 \cdot \left[\frac{A_b \cdot \left(A_b \cdot n^2 + 2 \cdot b \cdot \sum_{j=1}^n Y_j \right)}{2} + \frac{A_b \cdot n}{2} \right]}{b} \right]} = \begin{pmatrix} 51.64 \\ -72.018 \end{pmatrix} \cdot \text{mm}$$

Hylätään negatiivinen tulos ja käytetään $y_{c0} = 51.64 \text{ mm}$

Neliömomentti (kaava 3.6-2)
$$I_x := \frac{b \cdot (y_{c0})^3}{3} + \sum_{j=1}^n \left[(Y_j - y_{c0})^2 \cdot A_b \right] = 1.197 \times 10^8 \cdot \text{mm}^4$$

Koneen ja keskiosan massa $m_k := 15000 \text{ kg}$

Koneen painopisteen
etäisyys ruuviliitoksesta

$$l_{ko} := 1.9\text{m}$$

Tukivarsien lukumäärä

$$n_k := 4$$

Gravitaatiokiihtyvyys

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Koneesta aiheutuva
vääntömomentti

$$M_x := \frac{m_k \cdot g}{2} \cdot \frac{1}{8} \cdot l_{ko} \cdot 2 = 34.936 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Yksittäisen ruuvin kuormitus
(negatiivinen on puristusta)

$$P_j := \frac{(Y_j - y_{c0}) \cdot A_b}{I_x} \cdot M_x$$

$j := 1 \dots n$
(kaava 3.6-4)

$$P_j =$$

-2.442	·kN
-2.442	
3.746	
3.746	
9.935	
9.935	
16.123	
16.123	
22.312	
22.312	
22.312	
22.312	

Toisen akselin suhteen

Ruuvien etäisyydet
toisistaan $kk := \frac{320}{5} \text{mm} = 64 \cdot \text{mm}$

$$X_1 := 25\text{mm}$$

$$X_3 := X_1$$

$$X_5 := X_1$$

$$X_7 := X_1$$

$$X_9 := X_1 + kk$$

$$X_{10} := X_9 + kk$$

$$X_{11} := X_{10} + kk$$

$$X_{12} := X_{11} + kk$$

$$X_2 := X_{12} + kk$$

$$X_4 := X_2$$

$$X_6 := X_2$$

$$X_8 := X_2$$

Ratkaistaan neutraaliakselin x_c paikka

Laipan leveys $b_2 := 320\text{mm}$

Tasapainoyhtälö
$$\frac{b_2 \cdot x_c^2}{2} + x_c \cdot n \cdot A_b - \sum_{j=1}^n (X_j \cdot A_b) = 0 \quad (\text{kaava 3.6-2})$$

Neutraaliakselin paikka $x_c :=$

$$\left[\frac{2 \cdot \left[\frac{A_b \cdot \left(A_b \cdot n^2 + 2 \cdot b_2 \cdot \sum_{j=1}^n X_j \right)}{2} - \frac{A_b \cdot n}{2} \right]}{b_2} ; \frac{2 \cdot \left[\frac{A_b \cdot \left(A_b \cdot n^2 + 2 \cdot b_2 \cdot \sum_{j=1}^n X_j \right)}{2} + \frac{A_b \cdot n}{2} \right]}{b_2} \right] = \begin{pmatrix} 55.284 \\ -78.846 \end{pmatrix} \cdot \text{mm}$$

Hylätään negatiivinen tulos ja käytetään $x_{c0} = 55.284 \cdot \text{mm}$

TARKISTUS
$$\left[\frac{b_2 \cdot x_c^2}{2} + x_c \cdot n \cdot A_b - \sum_{j=1}^n (X_j \cdot A_b) \right] = \begin{pmatrix} 2.168 \times 10^{-10} \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \text{mm}^3$$

Neliömomentti (kaava 3.6-2)
$$I_y := \frac{b_2 \cdot (x_{c0})^3}{3} + \sum_{j=1}^n \left[(X_j - x_{c0})^2 \cdot A_b \right] = 1.522 \times 10^8 \cdot \text{mm}^4$$

Taivutusmomentti (Solidworks:stä) $M_y := 61\text{kN} \cdot \text{m}$

Yksittäisen ruuvin kuormitus (negatiivinen on puristusta) (kaava 3.6-4)
$$P_{2j} := \frac{(X_j - x_{c0}) \cdot A_b}{I_y} \cdot M_y$$

$P_{2j} =$

-3.812
36.471
-3.812
36.471
-3.812
36.471
-3.812
36.471
4.244
12.301
20.358
28.415

·kN

Yksittäiseen ruuviin kohdistuva kuormitus yhteensä (negatiivinen puristusta)

$$P_{\text{tot},j} := P_j + P_{2,j}$$

$$P_{\text{tot},j} =$$

-6.255	·kN
34.029	
-0.066	
40.217	
6.122	
46.406	
12.311	
52.595	
26.556	
34.613	
42.67	
50.727	

Yksittäiseen ruuviin kohdistuva kokonaisvoima

$$F_{t,Ed,j} := C \cdot P_{\text{tot},j} + F_i$$

$$C = 0.077$$

$$F_i = 162.386 \cdot \text{kN}$$

$$F_{t,Ed,j} =$$

161.902	·kN
165.021	
162.381	
165.501	
162.86	
165.98	
163.34	
166.459	
164.443	
165.067	
165.69	
166.314	

Kestävyys Standardin SFS-EN-1993-1-8 mukaan

Eniten kuormitetulle ruuville aiheutuva vetovoima

$$F_{t,Ed} := C \cdot P_{\text{tot},g} + F_i = 166.459 \cdot \text{kN}$$

Ruuviliitosten suunnitteluperiaate on, että leikkausvoimat kannetaan liitospintojen kitkalla

Liitoksen leikkausvoiman kantokyky

Osavarmuusluku	$\gamma_{M3} := 1.25$	(taulukko 3-2)
----------------	-----------------------	----------------

Liitospintojen lukumäärä	$n_k = 4$
--------------------------	-----------

Kitkakerroin	$\mu_m := 0.2$	(SFS-EN-1993-1-8)
--------------	----------------	-------------------

Taulukkoarvo	$k_s := 1$	(SFS-EN-1993-1-8)
--------------	------------	-------------------

$$F_{s,Rd} := \frac{k_s \cdot n_k \cdot \mu_m \cdot F_i}{\gamma_{M3}} = 103.927 \cdot \text{kN} > F_{v,Ed} := \frac{m_k \cdot g}{n_k} = 36.775 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaava 3.6-45})$$

=> Kitkaliitos kantaa leikkausvoimat, joten leikkauskestävyyttä ja reunapuristuskestävyyttä ei tarvitse tarkastaa

Ruuvien vetokestävyys

Taulukkoarvoja	$\alpha_v := 0.5$	$k_2 := 0.9$	(SFS-EN-1993-1-8)
----------------	-------------------	--------------	-------------------

Ruuvien murtolujuus	$f_{ub} := S_{ut} = 1 \times 10^3 \cdot \text{MPa}$
---------------------	---

Osavarmuusluku	$\gamma_{M2} := 1.25$	(taulukko 3-2)
----------------	-----------------------	----------------

Kannan alle olevan levyn paksuus	$t_p := 40 \text{mm}$
----------------------------------	-----------------------

Levyn murtolujuus $f_u := 510 \text{ MPa}$

Lävistymishalkaisija $d_m := 24 \text{ mm}$

Vetokestävyys $F_{t,Rd} := \frac{k_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = 179.874 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaava 3.6-42})$

Lävistymiskestävyys $B_{p,Rd} := \frac{0.6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}} = 738.299 \cdot \text{kN} \quad (\text{kaava 3.6-43})$

$\frac{F_{t,Ed}}{F_{t,Rd}} = 0.925 < 1, \text{ OK} \quad (\text{kaava 3.6-40})$

$\frac{F_{t,Ed}}{B_{p,Rd}} = 0.225 < 1, \text{ OK} \quad (\text{kaava 3.6-41})$

Väsymistarkastelu

Laskut perustuvat kappaleeseen 3.4.1.1.

Väsymisluokka 50 $\Delta\sigma_c := 50 \text{ MPa} \quad (\text{SFS-EN-1993-1-9})$

S-N-käyrän parametrit

$m := 3$

$N_c := 2 \cdot 10^6$

$N_D := 5 \cdot 10^6$

Vakioamplitudisen kuormituksen väsymisraja

$\Delta\sigma_D := \left(\frac{2}{5}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \Delta\sigma_c = 36.84 \cdot \text{MPa} \quad (\text{kaava 3.4-2})$

Alempi väsymisraja

$m_L := 5 \quad N_L := 10^8$

$\Delta\sigma_L := \left(\frac{5}{100}\right)^{\frac{1}{5}} \cdot \Delta\sigma_D = 20.236 \cdot \text{MPa} \quad (\text{kaava 3.4-4})$

Ruuvien nimellinen
jännitysvaihtelu

$\Delta\sigma_{a,nim} := \frac{C \cdot P_{totg}}{A_s} = 16.302 \cdot \text{MPa}$

$\Delta\sigma_L > \Delta\sigma_{a,nim} \Rightarrow \text{ääretön kestoikä}$

Levitykseen käytettävät hydraulisylinterit

Maan kitkavastus	$B := 0.9$
Sylintereiden lukumäärä	$n_s := 4$
Paine	$p := 200\text{bar}$
Koneen kokonaispaino	$m_{kk} := 24000\text{kg}$
Ulostyöntövoima	$F_u := m_{kk} \cdot g \cdot B = 211.824 \cdot \text{kN}$
Männänhalkaisija	$D_s := \sqrt{\frac{4F_u}{n_s \cdot p \cdot \pi}} = 58.063 \cdot \text{mm}$

Lasketaan minimi männänvarren halkaisija nurjahdustarkastelun kautta

Kimmomoduuli	$E := 210\text{GPa}$
Neliömomentti	$I = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64}$
Sylinterin pituus	$L_s := 2275\text{mm}$
Nurjahduskerroin	$\eta_n := 1$
Nurjahduspituus	$L_n := L_s \cdot \eta_n = 2.275 \cdot \text{m}$
Nurjahdusvoima	$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_n^2}$

Kriittisen nurjahdusvoiman pitää olla vähintään

$$F_{cr} := \frac{F_u}{n_s} = 52.956 \cdot \text{kN}$$

Tällöin männänvarren halkaisija täytyy olla suurempi kuin

$$d_s := \sqrt[4]{\frac{64 F_{cr} \cdot L_n^2}{\pi^3 \cdot E}} = 40.513 \cdot \text{mm}$$

Valitaan halkaisijoiksi (näillä valinnoilla myös sisälle veto onnistuu)

$$D_s := 80\text{mm} \quad d_s := 45\text{mm}$$

Varmuus nurjahduksen suhteen

$$I := \frac{\pi \cdot d_s^4}{64}$$

$$F_n := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_n^2} = 80.608 \cdot \text{kN}$$

$$n_n := \frac{F_n \cdot n_s}{F_u} = 1.522$$

Kiinni vedettäessä paine kohdistuu rengaspinta-alaan

$$A_r := \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - d_s^2) = 3.436 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

Voima on tällöin

$$F_r := A_r \cdot p \cdot n_s = 274.889 \cdot \text{kN} \quad > \quad F_u = 211.824 \cdot \text{kN}$$

Kuvia lopullisesta rakenteesta

